



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ČTYŘVÁLCOVÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR S EXCENTRICKÝM KLIKOVÝM MECHANISMEM PRO OSOBNÍ VOZIDLA

FOUR-CYLINDER PETROL ENGINE WITH ECCENTRIC CRANK MECHANISM FOR PASSENGER
VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL MLČOCH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Mlčoch

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Čtyřválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla

v anglickém jazyce:

Four-cylinder petrol engine with eccentric crank mechanism for passenger vehicles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout čtyřválcový řadový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem s hlavním cílem snížit třecí ztráty v pístní skupině.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- vyšetřit vliv excentricity na průběhy síly mezi pístem a vložkou válce
- vyšetřit vliv excentricity na vyvážení klikového mechanismu
- pro vybranou hodnotu excentricity navrhnout vyvážení klikového mechanismu
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvážením torzních kmitů

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.10.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Úkolem diplomové práce je prozkoumat potenciál vyosení klikového mechanismu zážehového řadového čtyřválcového motoru z hlediska snížení třecích ztrát v pístní skupině. Je zkoumán vliv excentricity na kinematiku, dynamiku a vyvážení klikového ústrojí. Následně je navrženo konkrétní vyvážení a 3D model klikové hřídele. Hřídel je podrobena výpočtu na únavovou životnost prostřednictvím metody LSA, která zahrnuje vliv vynuceného torzního kmitání a využívá výstupy z MKP softwaru (ANSYS APDL). Práce také obsahuje návrh dvou variant pryžového tlumiče torzních kmitů umístěného na řemenici s následným výběrem vhodnější varianty.

KLÍČOVÁ SLOVA

excentrický klikový mechanismus, vyosení klikového mechanismu, excentr, klikový mechanismus, vyosení válce, třecí ztráty

ABSTRACT

This Diploma Thesis is aimed at exploring the potential of offset crankshaft mechanism for four cylinder inline petrol engine in terms of reducing the frictional losses of the piston group. Thesis deals with the influence of eccentricity on kinematics, dynamics and balance of the crank train. Furthermore, specific crankshaft balancing is elaborated and applied on 3D CAD model of the crankshaft. Calculation of fatigue safety factor using the advanced LSA method that takes into consideration the effect of forced torsional vibration and utilizes outputs from the FEA software (ANSYS APDL) is performed as well. Thesis also includes design of two options of rubber torsion damper mounted on the engine belt pulley and the follow-up choosing of the more advisable one.

KEYWORDS

eccentric crank mechanism, crankshaft offset, eccentric, crank mechanism, cylinder offset, friction losses



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MLČOCH, P. *Čtyřválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 112 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....

Bc. Pavel Mlčoch



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl upřímně poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za cenné rady, připomínky a za neustávající ochotu při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Pavlu Ramíkovi za pomoc při zpracování analýzy napjatosti klikové hřídele. Děkuji také svým rodičům a bratrově Ing. Luboši Mlčochovi, MSc. za velkou podporu během celé doby mého studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Klikový mechanismus spalovacího motoru	12
1.1 Centrický klikový mechanismus	12
1.2 Excentrický klikový mechanismus	13
2 Snížení ztrát v klikovém mechanismu u současných spalovacích motorů	14
2.1 Snížení třecích ztrát pístní skupiny	14
2.1.1 Vyosení klikového mechanismu	14
2.2 Příklady použití excentrického klikového mechanismu na současných motorech	15
2.2.1 Ford 1.0 EcoBoost	15
2.2.2 PSA EB Puretech 1.2L e. THP	16
2.2.3 BMW N20B20	16
2.2.4 Excentricita u sériově vyráběných motorů	17
3 Řešená válcová jednotka	18
3.1 Zadané parametry válcové jednotky	18
3.2 Průběhy tlaků ve válci	18
3.3 Změna průběhu spalovacích tlaků u excentrického klikového mechanismu	18
3.4 Řešené otáčky motoru	19
3.5 Volené pořadí zápalů řešeného motoru	19
4 Kinematika excentrického klikového mechanismu řešeného motoru	20
4.1 Kinematika klikového ústrojí	20
4.1.1 Zdvih pístu a posunutí úvratí	21
4.1.2 Porovnání dráhy pístu	22
4.1.3 Porovnání rychlosti pístu	25
4.1.4 Porovnání zrychlení pístu	27
4.2 Způsoby zachování zdvihu excentrického klikového mechanismu	28
4.2.1 Zvětšení délky ojnice	28
4.2.2 Zkrácení ramene klikové hřídele	28
5 Dynamika excentrického klikového mechanismu řešeného motoru	29
5.1 Síly v klikovém mechanismu	29
5.1.1 Nahrazení ojnice dynamicky ekvivalentní soustavou	30
5.1.2 Porovnání průběhů tlaků	31
5.1.3 Porovnání výsledné síly na píst	32
5.1.4 Porovnání výsledné boční síly působící na píst	33
5.1.5 Ztrátový výkon v kontaktu pístu s vložkou válce	34
5.2 Volba excentricity	35



5.2.1	Porovnání výsledné síly přenášené ojnicí pro zvolenou excentricitu	39
5.2.2	Porovnání výsledné síly na ojniční čep pro zvolenou excentricitu	40
5.2.3	Porovnání průběhu točivého momentu jednoho válce	41
5.2.4	Porovnání celkového průběhu točivého momentu	42
6	Rozbor vyvážení klikového mechanismu	43
6.1	Nevyváženost klikového mechanismu a konfigurace klikové hřídele	43
6.2	Setrvačné síly a momenty rotujících částí	44
6.2.1	Setrvačné síly rotujících částí	45
6.2.1	Setrvačné momenty rotujících částí	46
6.3	Setrvačné síly a momenty posuvných částí I. řádu	47
6.3.1	Setrvačné síly posuvných částí I. řádu	48
6.3.2	Setrvačné momenty posuvných částí I. řádu	49
6.4	Setrvačné síly a momenty posuvných částí II. řádu	50
6.4.1	Setrvačné síly posuvných částí II. řádu	51
6.4.2	Setrvačné momenty posuvných částí II. řádu	52
6.5	Zhodnocení vlivu excentricity na vyvážení klikového mechanismu	53
7	Návrh klikové hřídele a vyvážení	56
7.1	Síly působící na uložení motoru	56
7.2	Vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí pro snížení zatížení hlavních ložisek	56
7.2.1	Určení maximální vzdálenosti hrany vývažku od osy otáčení	57
7.2.2	Skutečné parametry vývažků	58
7.3	Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu	59
7.3.1	Vyvážení dvěma protiběžnými vyvažovacími hřídelemi	59
7.3.2	Vyvážení dvěma přesazenými protiběžnými vyvažovacími hřídelemi	61
7.3.3	Ponechání nevyváženosti	62
7.4	Shrnutí základních parametrů navrženého klikové hřídele	62
8	Kmitání klikové hřídele	65
8.1	Vlastní torzní kmitání	65
8.1.1	Náhradní soustava klikového mechanismu	66
8.1.2	Redukce hmot	67
8.1.3	Redukce délek	69
8.1.4	Torzní tuhosti	71
8.1.5	Výpočet vlastních torzních kmitů	72
8.2	Vynucené torzní kmitání	75
8.2.1	Výpočet rezonančních otáček	75
8.2.2	Výpočet vynuceného torzního kmitání	76



9	Analýza napjatosti klikové hřídele	79
9.1	Tvorba modelu a sítě	79
9.2	Metoda výpočtu a okrajové podmínky	80
9.3	Výsledky simulace.....	82
9.4	Výpočet bezpečnosti klikové hřídele vůči únavovému poškození.....	84
10	Použití tlumiče torzních kmitů	88
10.1	Pryžový tlumič torzních kmitů.....	88
10.1.1	Návrh parametrů pryžového tlumiče.....	89
10.1.2	Kontrola tlumiče na smykové napětí v pryžovém elementu.....	92
11	Torzní kmitání klikové hřídele s tlumičem torzních kmitů	94
11.1	Vlastní torzní kmitání klikové hřídele s tlumičem torzních kmitů.....	94
11.2	Vynucené torzní kmitání klikové hřídele s tlumičem torzních kmitů.....	96
12	Analýza napjatosti klikové hřídele s tlumičem torzních kmitů	99
	Závěr.....	102
	Seznam použitých zkratk a symbolů	105
	Seznam příloh.....	112



ÚVOD

Lidská snaha vytvořit co možná nejlepší produkt se projevuje v každodenním životě. V inženýrské praxi pak představuje velkou výzvu pro konstruktéry, kteří tak musí při tvůrčí práci důkladně zvažovat dopad na životní prostředí. Kvalitní produkt musí splňovat náročné požadavky. V oblasti spalovacích motorů se tyto požadavky projevují zejména snahou o zvýšení efektivní účinnosti motorů – snížení ztrát. Jedním z nejvýznamnějších zdrojů ztrát spalovacího motoru je tření. Předkládaná diplomová práce je zaměřena na prozkoumání možnosti snížení třecích ztrát použitím excentrického klikového mechanismu, který snižuje normálovou sílu mezi pístem a vložkou válce. Výchozí parametry konkrétní válcové jednotky byly převzaty z velkosériově vyráběného motoru (výroba v řádech několika miliónů kusů).

Motivací pro předkládané téma diplomové práce je prokázání snížení třecích ztrát motoru využitím excentrického mechanismu. Lze tak dále zmírnit negativní dopad činnosti člověka na svůj životní prostor. V rámci diplomové práce je zpracováno téma kinematiky, dynamiky a vyvážení řešeného klikového mechanismu (včetně jeho návrhu), následně je proveden pevnostní výpočet nově navržené klikové hřídele s uvažováním vlivu torzního kmitání.



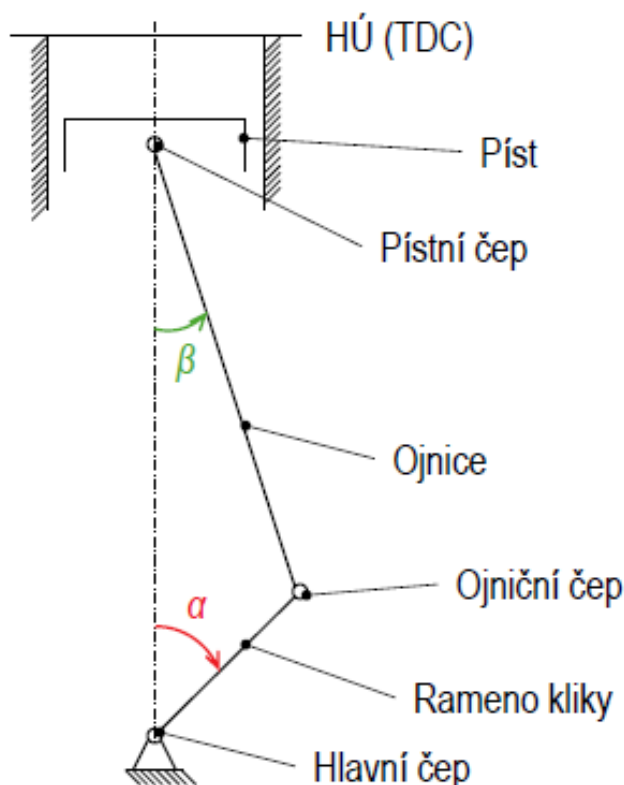
1 KLIKOVÝ MECHANISMUS SPALOVACÍHO MOTORU

Klikový mechanismus slouží k přeměně pohybu přímočarého na otáčivý a naopak. U spalovacího motoru převádí přímočarý periodický pohyb pístu ve válci na otáčení klikové hřídele, ten je následně přes převodové ústrojí přenášen na kola automobilu. Pohyb pístu ve válci je vynucen přetlakem vznikajícím v důsledku hoření směsi vzduchu a paliva, píst je uváděn do pohybu směrem k dolní úvrati. Celý proces tak přeměňuje energii uloženou v palivu na energii mechanickou.

1.1 CENTRICKÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

O centrickém klikovém mechanismu se též někdy hovoří jako o osovém klikovém ústrojí. [12]

Síla působí na píst pohybující se přímočaře, pohyb se prostřednictvím ojnice přenáší na klikovou hřídel, která je uváděna do rotace. Základní uspořádání klikového mechanismu je vyobrazeno na Obr. 1.



Obr. 1 Centrický klikový mechanismus[3]

Vysvětlivky k Obr. 1 – α je natočení klikové hřídele (jako natočení $\alpha = 0^\circ$ se bere pozice pístu v horní úvrati), β je úhel odklonu ojnice $[\circ]$.

Většina spalovacích motorů používá mechanismus centrický, tzn., že osa klikové hřídele protíná osu válce. Osy se ztotožňují. [12]



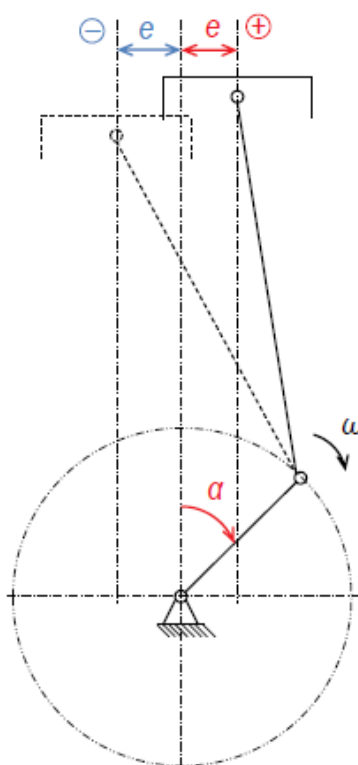
Pro zabránění nadměrného kývavého pohybu pístu okolo osy pístního čepu (tento pohyb se nazývá klepání pístu) působením bočních sil je zpravidla osa pístního čepu vyosena oproti středu pístu o několik desetin mm . Tím se omezuje kývavý pohyb, který způsobuje nadměrný hluk motoru a zvyšuje opotřebení. V případě řešené válcové jednotky má toto vyosení hodnotu $0,5\ mm$.

Vyosení pístního čepu se používá také pro zlepšení těsnicí schopnosti pístních kroužků. Pro zajištění správné funkce je nutné, aby byla zajištěna montáž se správně orientovanými písty, proto mají písty dnešních automobilů na svém dně vyražené či odlity šipky, které směr montáže. [5]

1.2 EXCENTRICKÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

Excentrický klikový mechanismus, též označovaný jako vyosované klikové ústrojí, nesplňuje výše uvedenou podmínku ztotožnění os. [12]

Osa klikové hřídele je oproti ose válce posunuta, míra tohoto posunutí se nazývá excentricita a značí se e . Jedná se vlastně o vzdálenost os udávajících polohu válce a klikové hřídele. Základní vyobrazení excentrického klikového mechanismu je na Obr. 2. U současných moderních, především downsizovaných motorů (menší zdvihový objem, často zvýšení účinnosti prostřednictvím přeplňování), nacházíme tento typ klikového mechanismu čím dál častěji.



Obr. 2 Excentrický klikový mechanismus [4]

Excentricita ve směru otáčení klikového mechanismu (na obrázku vyznačeno pomocí směru úhlové rychlosti ω) je označována za kladnou, opačným směrem za zápornou.



2 SNÍŽENÍ ZTRÁT V KLIKOVÉM MECHANISMU U SOUČASNÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Ztráty v klikovém mechanismu spalovacího motoru jsou jen částí ztrát celého pohonného ústrojí automobilu. Největší podíl na ztrátách v klikovém mechanismu má zpravidla tření pístních kroužků, dále tření mezi pístem a vložkou válce, následují ztráty na hlavních a ojnicích ložiscích. Nejmenší podíl třecích ztrát klikového ústrojí zpravidla tvoří ztráty v ložiscích uložení pístního čepu. [6]

2.1 SNÍŽENÍ TŘECÍCH ZTRÁT PÍSTNÍ SKUPINY

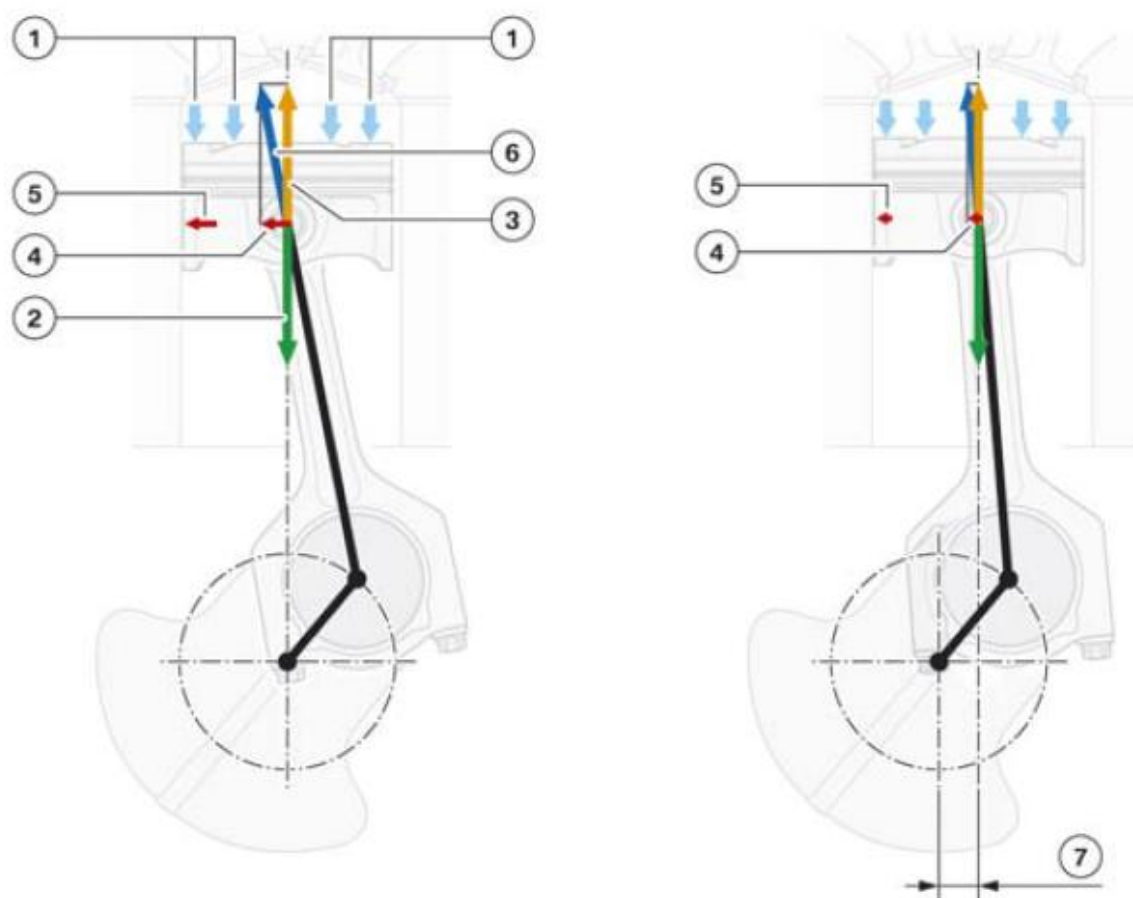
Ze strany nadnárodních celků (zejména Evropské unie) v posledních letech sílí tlak na regulaci spalovacích motorů – snížení emisí skleníkových plynů (zejména CO_2), vzrůstají tak požadavky na co největší účinnosti motorů, neboť produkce škodlivin je přímo úměrná spotřebě paliva. V praxi požadavek představuje snahu konstruktérů o hledání technických možností, jež by zajistily co nejmenší mechanické ztráty. Společnosti vyrábějící motory dnes často požadují od konstruktérů dříve nestandardní prezentaci výsledků změny určitého komponentu motoru ve formě snížení produkovaných gramů CO_2 na jeden ujetý kilometr.

S ohledem na vzrůstající nároky uživatelů automobilů na výkonnostní parametry motorů, je jedinou schůdnou cestou zvýšení jejich účinnosti. Snížení ztrát je dosahováno ve všech oblastech – např. optimalizace aerodynamiky vozidel, snižování ztrát a odebírané energie příslušenstvím motoru či konstrukčními úpravami motoru samotného. Právě mezi poslední uvedené úpravy lze zařadit i snižování mechanických ztrát motoru použitím excentrického klikového mechanismu, jenž je tématem předkládané diplomové práce.

V následující podkapitole je uveden princip snižování třecích ztrát – snížení průměrné velikosti boční síly působící na píst u excentrického klikového mechanismu. V době, kdy se pro snížení třecích ztrát konstruktéři zaměřují i na změnu tvaru hran pístních kroužků (úspora pouhých desetin až jednotek wattů), se jeví možnost využití excentrického klikového mechanismu zvláště zajímavá.

2.1.1 VYOSENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Výhoda vyosení klikového mechanismu spočívá ve zmenšení normálové síly (a tím i třecího ztrátového výkonu) mezi pístem a vložkou válce zejména v oblasti horní úvratě pístu na konci kompresního a začátku expanzního zdvihu. Zjednodušený nákres této výhody je patrný z Obr. 3. Vlevo je znázorněn konvenční centrický mechanismus, vpravo mechanismus excentrický. Schéma ukazuje, že boční síla v excentrickém klikovém mechanismu je zvláště v oblasti konce kompresního a počátku expanzního zdvihu podstatně menší, což způsobuje snížení ztrátového třecího výkonu mezi pístem a vložkou válce.



Obr. 3 Znáznornění působících sil – centrický klikový mechanismus vlevo, excentrický vpravo [5]

Vysvětlivky k Obr. 3 – (1 – působení spalovacího tlaku, 2 – síla na pístní čep v ose válce, 3 – reakce k síle 2, tedy síla působící na píst, 4 – boční síla na píst, 5 – přitlačná síla pístu ke stěně válce, 6 – výsledná síla na píst, 7 – vyosení klikové hřídele).

Používá se tzv. kladná excentricita, tj. ve směru otáčení klikového mechanismu tak, aby při pohybu pístu z horní úvratí po kompresním zdvihu docházelo k příhodnějšímu postavení ojnice a efektivnějšímu přenosu síly. [5]

2.2 PŘÍKLADY POUŽITÍ EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU NA SOUČASNÝCH MOTORECH

V této kapitole jsou uvedeny příklady několika soudobých velkosériově vyráběných motorů, které používají excentrický klikový mechanismus s uvedením jejich základních parametrů. Všechny tyto motory se vyznačují snahou o maximální zvýšení účinnosti využití energie uložené v palivu.

2.2.1 FORD 1.0 EcoBoost

Jako příklad může být uveden motor 1.0 EcoBoost od výrobce Ford, motor je používán např. v modelech Ka, Fiesta či Focus. [1]



Tab. 1 Základní parametry motoru 1.0 EcoBoost výrobce Ford [10]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	999	[cm ³]
Počet válců	3	[-]
Zdvih	82	[mm]
Délka ojnice	137	[mm]
Vrtání	71,9	[mm]
Excentricita	8	[mm]
Excentrický poměr	0,058	[-]
Maximální výkon (při 6000 min ⁻¹)	88	[kW]
Maximální točivý moment (při 1500 až 4500 min ⁻¹)	170	[Nm]

2.2.2 PSA EB PURETECH 1.2L e. THP

Motor PSA Peugeot Citroen EB Turbo Puretech 1.2L e.THP, používaný např. ve vozech Peugeot 208 a 308 či Citroen C3 a C4. [8]

Tab. 2 Základní parametry motoru 1.2L e.THP [2] [7]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1199,1	[cm ³]
Válce	3	[-]
Zdvih	90,5	[mm]
Délka ojnice	143	[mm]
Vrtání	75	[mm]
Excentricita	7,5	[mm]
Excentrický poměr	0,052	[-]
Maximální výkon (při 5500 min ⁻¹)	96	[kW]
Maximální točivý moment (při 1750 až 3500 min ⁻¹)	230	[Nm]

2.2.3 BMW N20B20

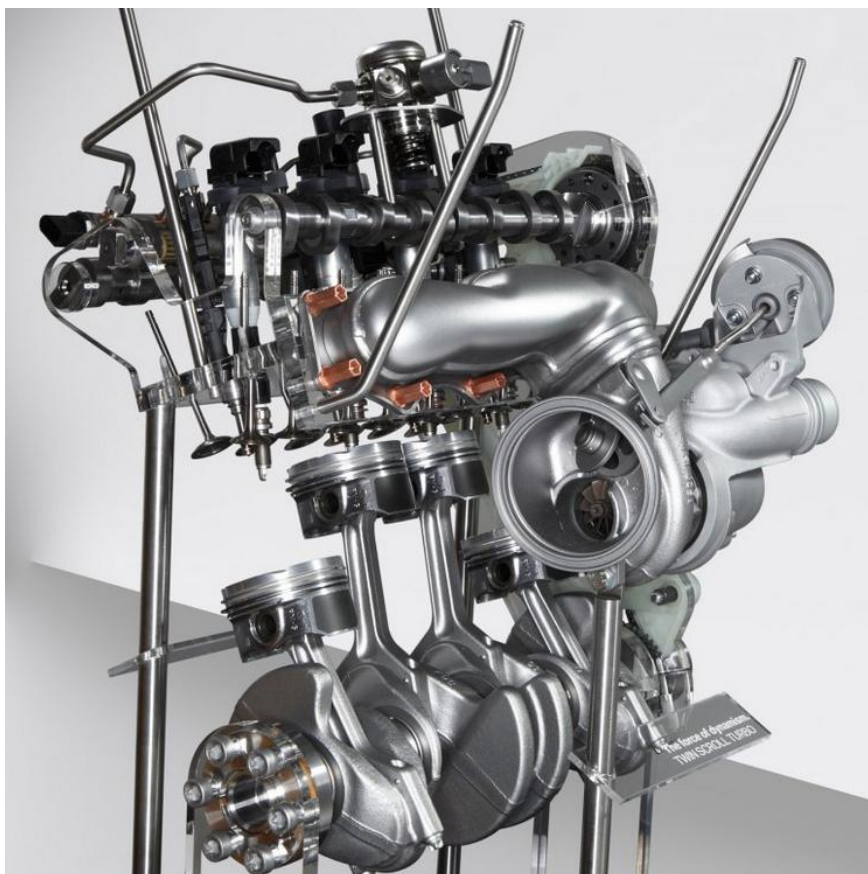
Tento motor s dvojitým přeplňováním je použit například v modelech BMW 320i a 328i F30, 520i a 528i F10 či X3 xDrive28i F25. [9]

Tab. 3 Základní parametry motoru BMW N20B20 [5] [23]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1997	[cm ³]
Válce	4	[-]
Zdvih	90,091	[mm]
Poloměr kliky	44,8	[mm]
Délka ojnice	144,35	[mm]
Vrtání	84	[mm]



Excentricita	14	[mm]
Excentrický poměr	0,097	[-]
Maximální výkon nejsilnější verze (při 5000 až 6500 min ⁻¹)	180	[kW]
Maximální točivý moment nejsilnější verze (při 1250 až 4800 min ⁻¹)	350	[Nm]



Obr. 4 BMW N20B20 – pohled na klikové ústrojí [23]

2.2.4 EXCENTRICITA U SÉRIOVĚ VYRÁBĚNÝCH MOTORŮ

Excentricitu lze zobecněným způsobem vyjádřit pomocí veličiny nazývané excentrický klikový poměr. Jedná se o poměr excentricity a délky ojnice. Tento poměr se značí λ_e a lze jej vyjádřit pomocí vztahu [4]:

$$\lambda_e = \frac{e}{l} \quad [-] \quad (1)$$

kde e je excentricita klikového mechanismu [m], l je délka ojnice [m].

Excentricita se u těchto vybraných motorů pohybuje v rozmezí 7,5 až 14 mm. To při konkrétních použitých délkách ojníc znamená excentrické klikové poměry v rozmezí od cca 0,05 do 0,1 [-].



3 ŘEŠENÁ VÁLCOVÁ JEDNOTKA

3.1 ZADANÉ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Základní parametry zadané válcové jednotky jsou uvedeny v Tab. 4. Tyto hodnoty byly převzaty z technické dokumentace poskytnuté vedoucím práce od výrobce motoru. Hodnoty jsou platné pro tříválcový motor.

Tab. 4 Základní parametry zadané válcové jednotky

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Vrtání	D	76,5	[mm]
Zdvih	Z	86,9	[mm]
Délka ojnice	l	138	[mm]
Hmotnost celé pístní skupiny	m_{psk}	285	[g]
Hmotnost ojnice přiřazená k posuvným částem	m_1	109	[g]
Hmotnost ojnice přiřazená k rotujícím částem	m_2	334	[g]

Údaje o tomto jednom válci jsou následně podkladem pro splnění úkolu předkládané diplomové práce, kdy je řešen motor čtyřválcový.

3.2 PRŮBĚHY TLAKŮ VE VÁLCI

Hodnoty průběhů tlaků byly rovněž poskytnuty vedoucím práce, jedná se o data z reálného měření pro rozsah otáček od 1500 min^{-1} až do 5500 min^{-1} s krokem 250 min^{-1} . Testování probíhalo na tříválcovém motoru s klasickým centrickým mechanismem. Test probíhal za normalizovaných podmínek a při plném otevření škrtkové klapky (tzn. plné dávce paliva). Pro výpočet čtyřválcového motoru by naměřené průběhy tlaků ve válci mohly, např. z důvodu rozdílné deformace klikové hřídele při jejím otáčení v průběhu cyklu doznat odchylek, které by však byly zcela zanedbatelné a tudíž nejsou zohledněny. Větší rozdíly mohou nastávat v rámci konkrétních měření na stejném motoru v závislosti např. na kvalitě paliva či na nepřesnosti měření.

3.3 ZMĚNA PRŮBĚHU SPALOVACÍCH TLAKŮ U EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Změřené hodnoty byly pomocí programu dodaného vedoucím práce převedeny na hodnoty pro mechanismus excentrický se zvolenou excentricitou. Program pracuje na principu analýzy hoření paliva ve spalovacím prostoru motoru v závislosti na průběhu tlaku. Spalovací prostor je dán tvarem hlavy válců a dnem pístu, pro excentrický klikový mechanismus tedy bude stejný jako pro mechanismus centrický. Ve výpočtovém programu je numerická nestabilita ošetřena, převod tak svou přesností plně vyhovuje potřebám předkládané diplomové práce.



3.4 ŘEŠENÉ OTÁČKY MOTORU

Následné výpočty probíhaly pro celý rozsah otáček $1500\text{--}5500\text{ min}^{-1}$, do grafu jsou často vynášeny hodnoty pro 5500 min^{-1} , neboť se jedná o otáčky maximální (a zároveň maximálního výkonu motoru) a nastávají při nich největší změny kinematických veličin rychlosti pohybu pístu a jeho zrychlení. Rovněž jsou při těchto maximálních otáčkách nejpatrnější rozdíly mezi centrickým a excentrickým klikovým mechanismem z důvodů maximálního působení setrvačných sil. V případech, kdy je to účelné, jsou grafy zobrazovány i pro jiné otáčky motoru.

3.5 VOLENÉ POŘADÍ ZÁPALŮ ŘEŠENÉHO MOTORU

„Rovnoměrnost chodu motoru vyžaduje, aby zážehy ve válcích následovaly po sobě v pravidelných intervalech. U čtyřdobého motoru se zážeh opakuje v témže válci vždy po dvou otáčkách, tj. po otočení kliky o 720° , takže v tomto intervalu musí být zážehy absolvovány ve všech válcích.“ (RICHTER, Konstrukce spalovacích motorů, klikový mechanismus 1. díl, 1961, str. 75)

Řešený motor pracuje se známým čtyřdobým cyklem (sání, komprese, expanze, výfuk), který je vykonán každé 2 otáčky klikové hřídele. Úhel mezi zalomeními klikové hřídele po sobě následujících válců pro čtyřdobý cyklus [14]:

$$\delta = \frac{720^\circ}{i_v} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (2)$$

kde i_v je počet válců [–].

V případě čtyřválcového motoru pak $\delta = 180^\circ$.

Pořadí zážehů jednotlivých válců má vliv na plynulost chodu motoru, vznikající vibrace a zatížení klikové hřídele a součástí motoru. Pro rovnoměrnější zatížení ložisek se pořadí zážehů zpravidla volí tak, aby zážehy následovaly co nejdále od sebe. Pořadí zážehů má zcela zásadní vliv na torzní kmitání klikové hřídele, zejména pak u víceválcových motorů, kde je kliková hřídel dlouhá a s velkým počtem zalomení. [14]

Pořadí zápalů tohoto řešeného čtyřdobého čtyřválcového motoru volím tradiční, prověřené, a to 1-3-4-2, pro co nejlepší možné rozložení působícího točivého momentu na klikové hřídeli, s cílem dosažení co nejlepšího chodu motoru a rovnoměrnějšího zatížení ložisek. Jiné pořadí zapalování by znamenalo nepravidelné pořadí zážehů. Nepříliš často se využívá klikové hřídele se zalomeními po 90° , které může mít částečnou obhájitelnost u motorů motocyklových, existuje zde však zásadní nevýhoda ve způsobení velké nevyváženosti setrvačných momentů posuvných částí I. řádu. Pro běžný osobní automobil se jako nejvýhodnější varianta jeví zvolené pořadí zapalování 1-3-4-2. [15]

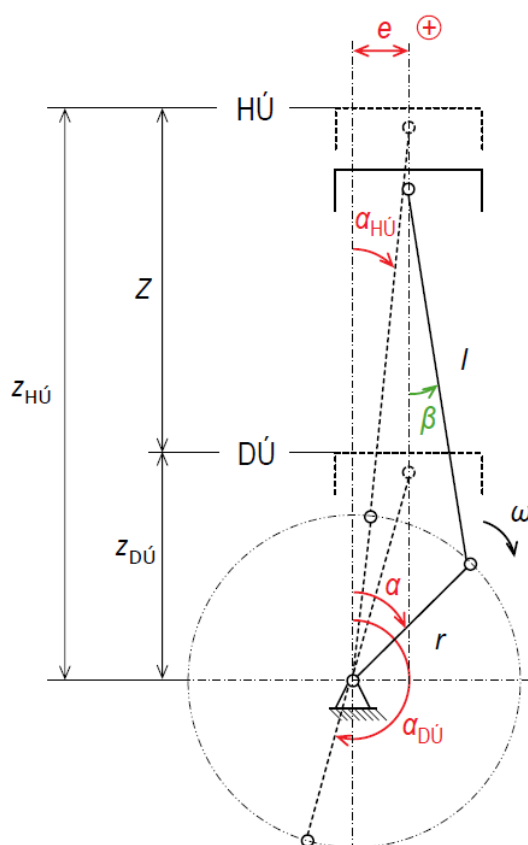


4 KINEMATIKA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU ŘEŠENÉHO MOTORU

Pro další výpočty potřebné pro navržení klikového mechanismu bylo nutné vyšetřit kinematiku excentrického klikového mechanismu – dráhu, rychlost a zrychlení. Výpočet kinematických a následně i dynamických veličin byl prováděn v softwarovém prostředí MATLAB, tento program byl zvolen zejména z důvodu snadné práce s velkým množstvím dat z převodu indikátorového diagramu pro excentrický mechanismus. V tomto ohledu se jevil MATLAB výhodnější než běžněji používaný Mathcad. Nevýhodou použití MATLABu je jeho menší přehlednost při výpočtech i následném přezkoumávání, proto byl již v dalších kapitolách počínaje Kap. 8 (Kmitání klikové hřídele) použit Mathcad.

4.1 KINEMATIKA KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Nejdůležitější kinematickou veličinou pro následný výpočet dynamiky pohybu klikového ústrojí spalovacího motoru s excentrickým klikovým mechanismem je zrychlení. V této podkapitole jsou vypočítány průběhy dráhy, rychlosti a zrychlení pístu excentrického klikového mechanismu s následným porovnáním s mechanismem centrickým.



Obr. 5 Znáznornění excentrického klikového ústrojí s vyznačením základních veličin [4]

$\alpha_{HÚ}$ ($\alpha_{DÚ}$) označují polohu natočení klikové hřídele v horní (dolní) úvratí pístu. Úhel α se opět měří od polohy, ve které by se píst centrického mechanismu nacházel v horní úvratí.



Pro úhel odklonu ojnice platí:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)) \quad [^\circ] \quad (3)$$

Pro zobecnění a zpřehlednění výpočtů klikového mechanismu se ve výpočtech zavádí pojem klikový poměr [3]:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad [-] \quad (4)$$

kde r je poloměr ramene kliky [m].

4.1.1 ZDVIH PÍSTU A POSUNUTÍ ÚVRATÍ

$$z_{HÚ} = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} \quad [\text{m}] \quad (5)$$

$$z_{DÚ} = \sqrt{(l-r)^2 - e^2} \quad [\text{m}] \quad (6)$$

$$Z = z_{HÚ} - z_{DÚ} = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2} \quad [\text{m}] \quad (7)$$

$$\text{pro } e \neq 0 \dots Z > 2r ; \text{ pro } e = 0 \dots Z = 2r$$

Ze vztahu (6) vyplývá, že zdvih roste se zvětšující se excentricitou. Toto tvrzení platí pro všechny excentrické klikové mechanismy. Zdvih se také, s malým gradientem, zmenšuje v závislosti na zvětšující se délce ojnice. Pokud má být zachován zdvih jako u centrického klikového mechanismu, existují teoreticky dva způsoby řešení, které jsou dále popsány v Kap. 4.2. Možnou alternativou je ponechání mírně většího zdvihu, jehož přesná změna je vypočtena rovněž dále.

Excentricita má také vliv na polohu kliky při horní a dolní úvrati, tak již neplatí, že při natočení klikové hřídele do polohy $\alpha = 0^\circ$ ($\alpha = 180^\circ$), dosahuje píst horní (dolní) úvrati. Hodnota natočení klikové hřídele v horní resp. dolní úvrati pístu se vypočte dle vztahů [4]:

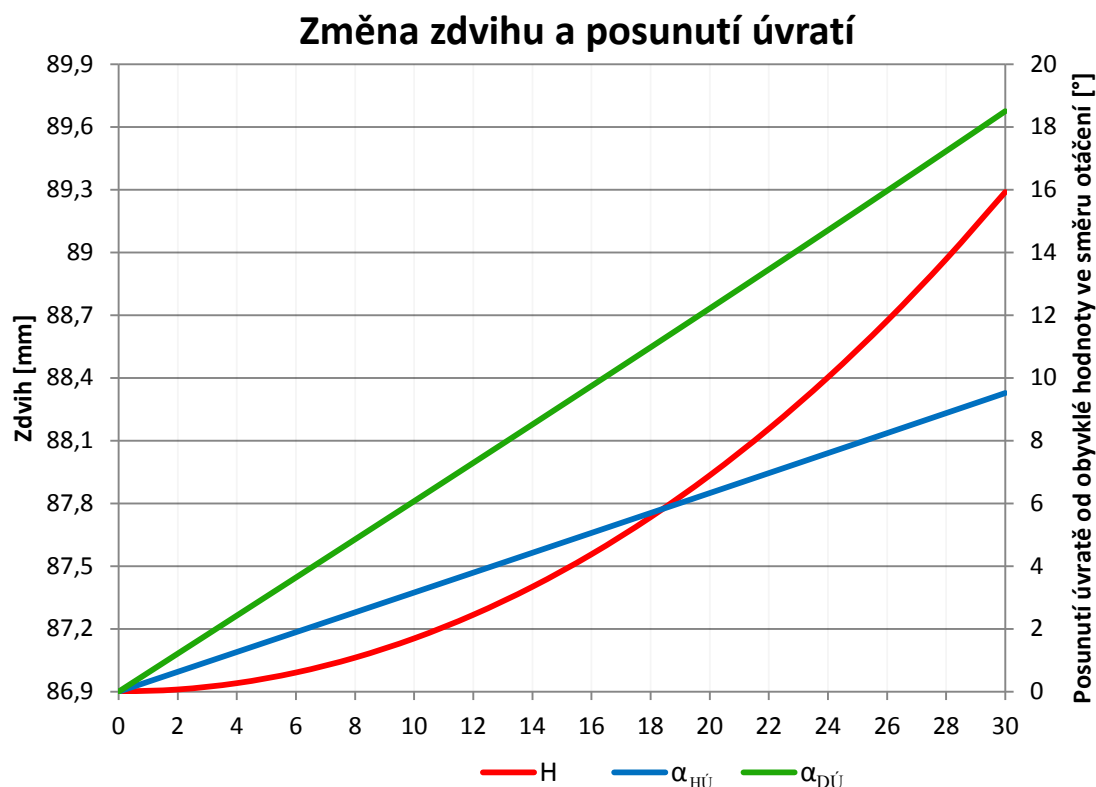
$$\alpha_{HÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l+r}\right) \quad [^\circ] \quad (8)$$

$$\alpha_{DÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l-r}\right) + \pi \quad [^\circ] \quad (9)$$

Dále pro hodnoty natočení klikové hřídele pro horní resp. dolní úvrat' platí:

$$\text{pro } e \neq 0 \text{ pak } \alpha_{DÚ} - \alpha_{HÚ} > 180^\circ$$

Pro názornou představu o velikosti změn zdvihu a posunutí úvratí jsou do Obr. 6 vyneseny tyto změny v závislosti na excentricitě od 0 (centrický mechanismus) do 30 mm. Je patrné lineární posunování obou úvratí, ale nelineární nárůst zdvihu pístu.



Obr. 6 Změna zdvihu a posunutí úvratí (ve směru otáčení klikové hřídele oproti obvyklým polohám 0 a 180°) excentrického klikového mechanismu

4.1.2 POROVNÁNÍ DRÁHY PÍSTU

DRÁHA PÍSTU CENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Dráha pístu klikového mechanismu se měří od horní úvratě, nejnížší dosahovanou hodnotou je proto nula.

Přesný průběh dráhy pístu ve válci pro centrický mechanismus se vypočte dle vztahu [3]:

$$s = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) + l \cdot \left[1 - (1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha))^{\frac{1}{2}} \right] \quad [\text{m}] \quad (10)$$

kde r je poloměr kliky [m], α je úhel natočení klikové hřídele [°].

Tento vztah je pro další výpočty nevhodný z důvodů výpočtové náročnosti a především nepřehlednosti, zpravidla se tedy převádí za použití binomické věty na [3]:

$$s \doteq r \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right] \quad [\text{m}] \quad (11)$$

Použity jsou první dva členy binomické věty, neboť vliv dalších členů je již velmi malý, jak vyplývá z grafu na Obr. 7. Navíc tento vztah znázorňuje, že se dráha pístu skládá z harmonických složek, v tomto případě ze dvou (první a druhé). První se mění s funkcí kosinu úhlu, druhá s kosinem dvojitého úhlu. Převedení je výhodné především z hlediska



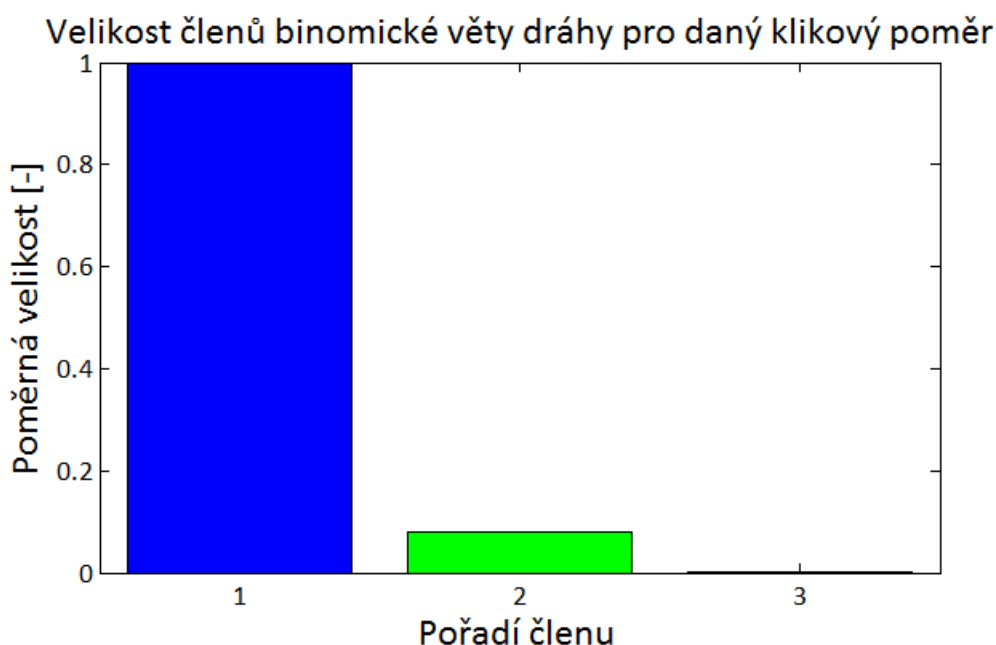
následné dvojité derivace pro získání zrychlení a tedy i rozboru setrvačných sil závislých na tomto zrychlení. Analytické řešení klikového mechanismu pak nabývá na přehlednosti při zachování dostatečné přesnosti.

I. harmonická složka:

$$s_I = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) \text{ [m]} \quad (12)$$

a II. harmonická složka:

$$s_{II} = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \text{ [m]} \quad (13)$$



Obr. 7 Porovnání významu jednotlivých členů binomického rozvoje vztahu pro dráhu pístu

DRÁHA PÍSTU EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro dráhu pístu excentrického klikového mechanismu platí vztah [4]:

$$s_e = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \cdot \left\{ \cos(\alpha) + \frac{1}{\lambda} [1 - (\lambda \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \text{ [m]} \quad (14)$$

Analogicky jako v přechodím případě se převádí na [4]:

$$s_e \doteq \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \cdot \left\{ \frac{1}{\lambda} + \cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) \right\} \text{ [m]} \quad (15)$$

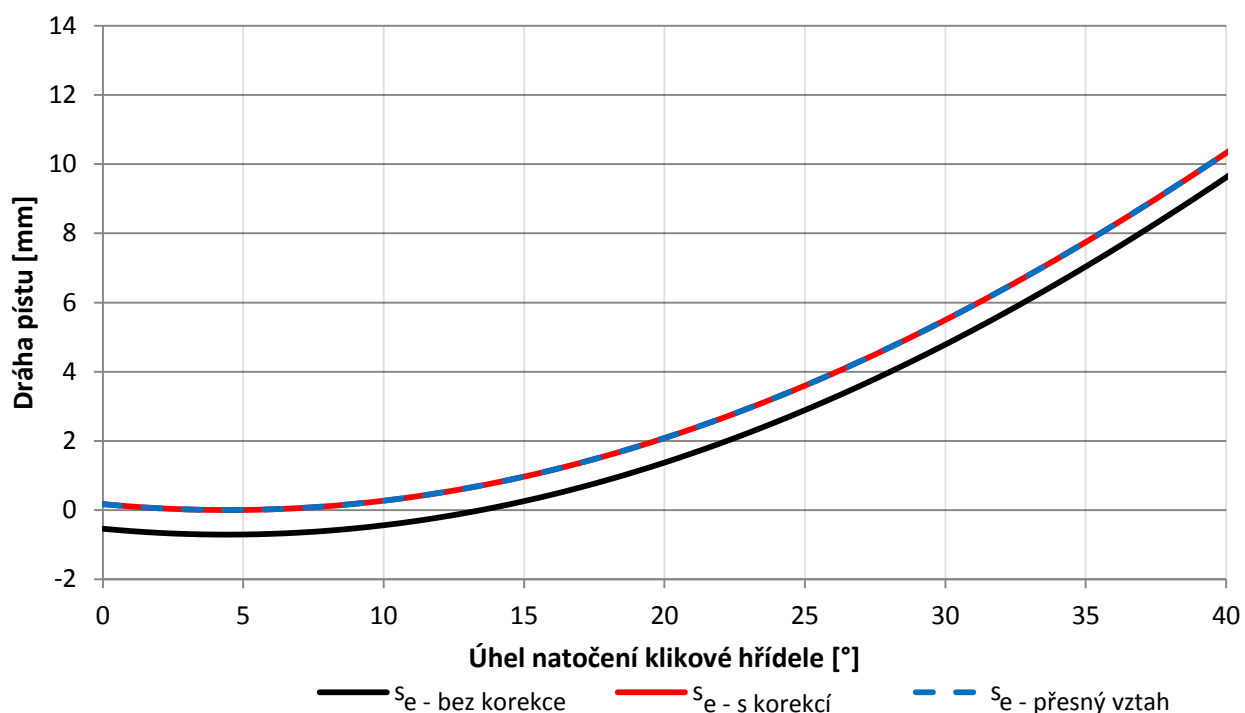
Ze vztahu (14) jsou patrné výrazy náležící k harmonickým složkám – nultá (konstanta), I. a II. Při porovnání se vztahem pro zdvih pístu centrického klikového mechanismu se zde navíc objevuje člen $\lambda_e \cdot \sin(\alpha)$ v I. harmonické složce, právě ten vyjadřuje vliv vyosení.

Vliv dalších členů binomické věty (dalších harmonických složek) by měl být podobně zanedbatelný jako v případě mechanismu centrického. U excentrického klikového



mechanismu však zjednodušení způsobuje pro úhly blízké k -tým násobkům 360° , kde $k=0,1,2\dots$ přechod zdvihu do záporných hodnot (viz Obr. 8). Derivace má v každém místě stejnou směrnici, dráhy jsou pouze posunuty v ose y . Záporné hodnoty odporují měření zdvihu z horní úvratí, proto bylo nutné zavést korekci pro zobrazení správného průběhu – ke každé aktuální hodnotě dráhy pístu byla připočtena absolutní hodnota z nejnižší dosažené hodnoty dráhy, tím došlo k posunutí nejnižšího bodu grafu na nulovou hodnotu na ose y a průběh dráhy byl správný. Druhým možným řešením bylo vypočítat dráhu pístu dle přesného vztahu.

Srovnání dráhy pístu dle způsobu výpočtu

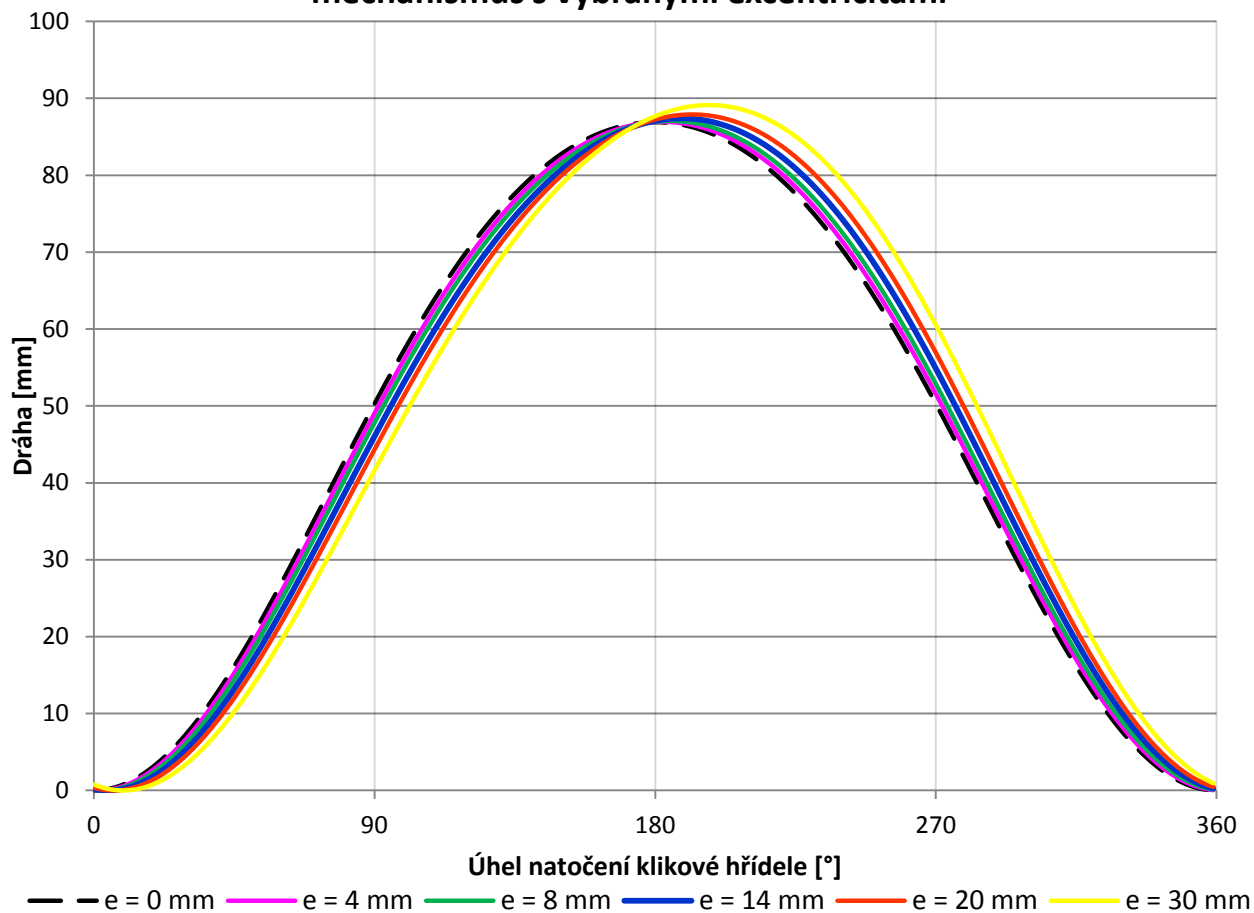


Obr. 8 Vliv způsobu výpočtu na průběh dráhy pístu a chyba kolem horní úvratě

Srovnání průběhu dráhy pístu pro centrický a excentrický klikový mechanismus s různými excentricitami je znázorněn v grafu na Obr. 9. Patrná je změna zdvihu s narůstající excentricitou a také posunutí úvratí.



Průběh dráhy pístu pro centrický a excentrický klikový mechanismus s vybranými excentricitami



Obr. 9 Srovnání dráhy pístu mechanismu centrického ($e = 0$ mm) a mechanismu excentrického

4.1.3 POROVNÁNÍ RYCHLOSTI PÍSTU

Rychlost pístu centrického klikového mechanismu se ve zjednodušeném vztahu obsahujícím první dva členy binomické věty vypočte derivací vztahu pro dráhu podle času, získán je tak vztah [3]:

$$v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right) [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (16)$$

Stejným způsobem je získán vztah pro rychlost pístu excentrického mechanismu [4]:

$$v_e = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha) + \lambda_e \cdot \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right) [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (17)$$

Porovnání rychlosti pístu centrického a excentrického klikového mechanismu během otáčky klikové hřídele je znázorněn na Obr. 10. Porovnání je pro maximální otáčky motoru (5500 min^{-1}), kde jsou rychlosti největší. Je patrné, že průměrná střední rychlost je vyšší při pohybu z dolní úvratě do horní – důsledek posunutí úvratí, kdy píst musí dosáhnout stejné dráhy



(zdvihu) za méně než polovinu otáčky klikové hřídele. Navíc, má excentrický klikový mechanismus celkově větší střední rychlost pohybu pístu.

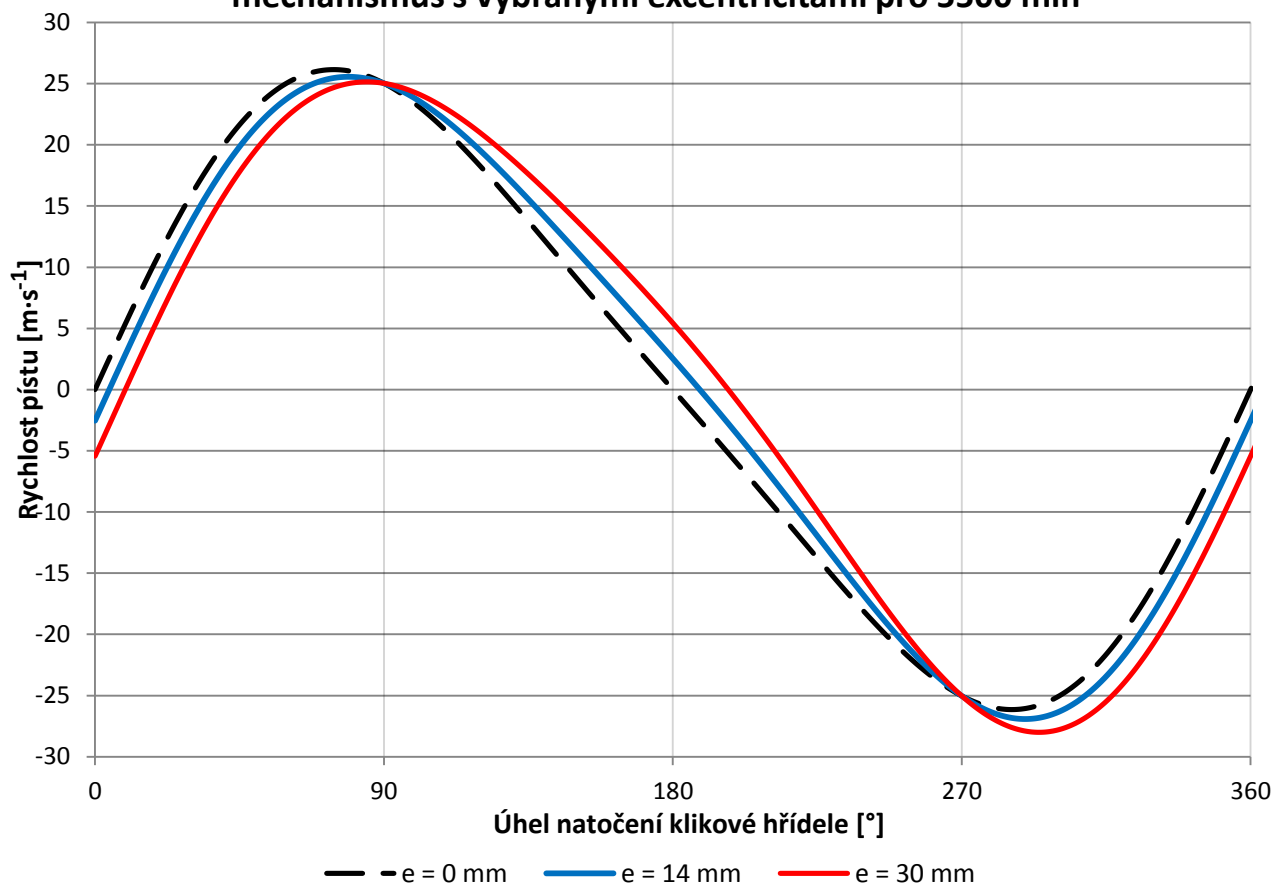
Uvedené skutečnosti mohou být vyjádřeny následujícím způsobem [4]:

$$\left| c_{s-}^{\lambda \neq 0} \right| > \left| c_{s+}^{\lambda \neq 0} \right| \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (18)$$

$$\left| c_{s,výsl}^{\lambda \neq 0} \right| > \left| c_{s,výsl}^{\lambda = 0} \right| \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (19)$$

kde $c_{s-}^{\lambda \neq 0}$ je střední pístová rychlost v záporné větvi pro excentrický klikový mechanismus $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$, $c_{s+}^{\lambda \neq 0}$ je střední pístová rychlost v kladné větvi pro excentrický klikový mechanismus $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$, $c_{s,výsl}^{\lambda \neq 0}$ je výsledná střední pístová rychlost pro excentrický klikový mechanismus $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$, a $c_{s,výsl}^{\lambda = 0}$ je výsledná střední pístová rychlost pro centrický klikový mechanismus $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$.

Průběh rychlosti pístu pro centrický a excentrický klikový mechanismus s vybranými excentricitami pro 5500 min^{-1}



Obr. 10 Rychlost pístu centrického ($e=0$) a excentrického klikového mechanismu, pro přehlednost zobrazeny výsledky pro $e = 14 \text{ mm}$ a $e = 30 \text{ mm}$

Odečtením dat z grafu (kontrola nulové rychlosti v horní a dolní úvrati) bylo ověřeno, že vztah (17) je pro průběh rychlosti pohybu pístu zcela vyhovující a nenastávají podobné problémy jako u vztahu pro dráhu.



4.1.4 POROVNÁNÍ ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení pístu se vypočte jako derivace rychlosti dle času, získány jsou, při zachování výše uvedených zjednodušujících předpokladů, vztahy pro centrický klikový mechanismus [3]:

$$a = r \cdot \omega^2 (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha)) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (20)$$

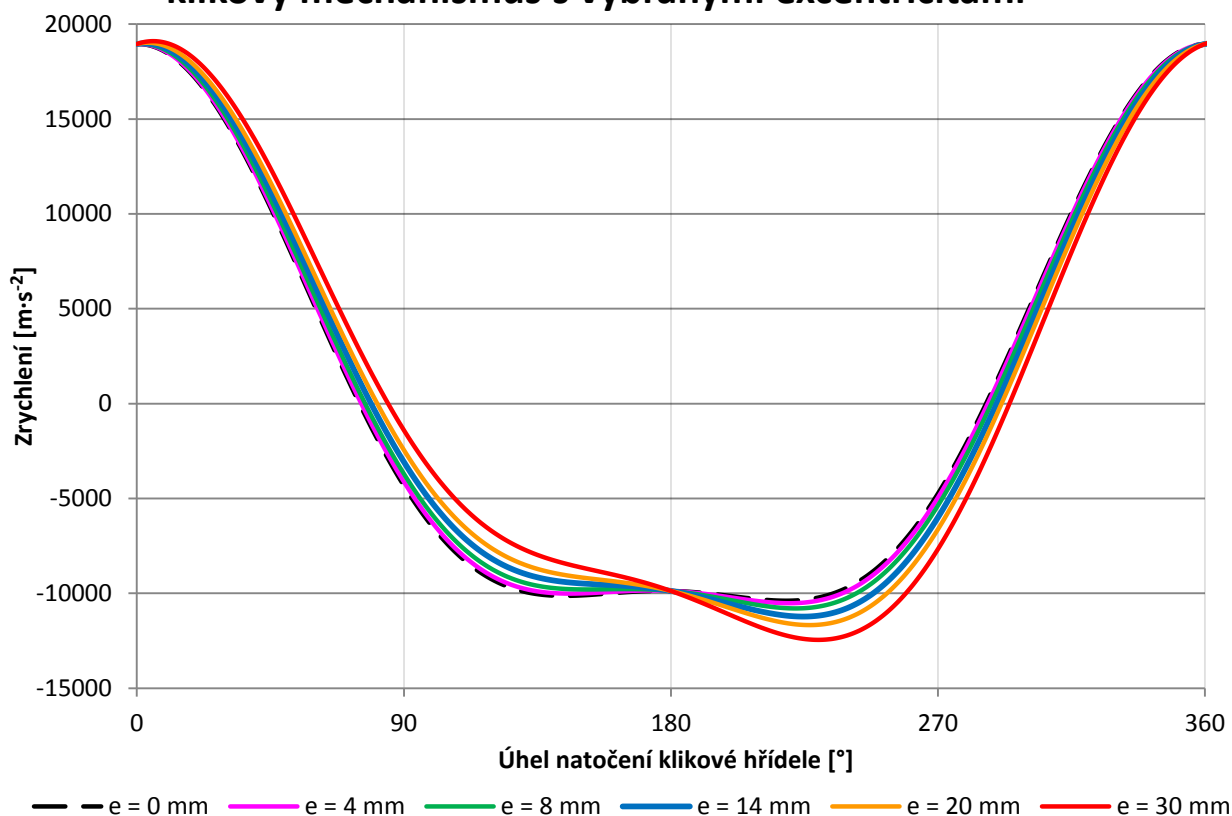
a pro excentrický klikový mechanismus [4]:

$$a_e = r \cdot \omega^2 (\cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha)) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (21)$$

Je patrné, že rozdíl v těchto vztazích je dán členem $\lambda_e \cdot \sin(\alpha)$, který zohledňuje vyosení klikového mechanismu (ovlivněna je tedy pouze první harmonická složka zrychlení pístu).

Porovnání průběhu zrychlení pístu centrického a excentrického klikového mechanismu je zobrazeno na Obr. 11. Srovnání je opět učiněno pro maximální otáčky motoru (5500 min^{-1}), rozdíly tak budou nejmarkantnější. Jako důsledek posunutí úvratí je patrné značné navýšení zrychlení pístu (a tím zvětšení setrvačných sil – viz dále) při pohybu z dolní do horní úvratě a naopak menší zrychlení při pohybu pístu z úvratě horní do dolní. Rozdíly ve zrychlení narůstají při zvyšující se excentricitě. Např. pro excentricitu 14 mm a 5500 min^{-1} klesne při zrychlení pístu z horní do dolní úvratí průměrné zrychlení o $3,3\%$, při pohybu pístu z dolní do horní úvratí pak vzroste o cca $4,8\%$ a průměrná hodnota zrychlení se zvýší o cca $0,3\%$.

Průběh zrychlení pístu pro centrický a excentrický klikový mechanismus s vybranými excentricitami



Obr. 11 Zrychlení pístu centrického ($e = 0 \text{ mm}$) a excentrického klikového mechanismu



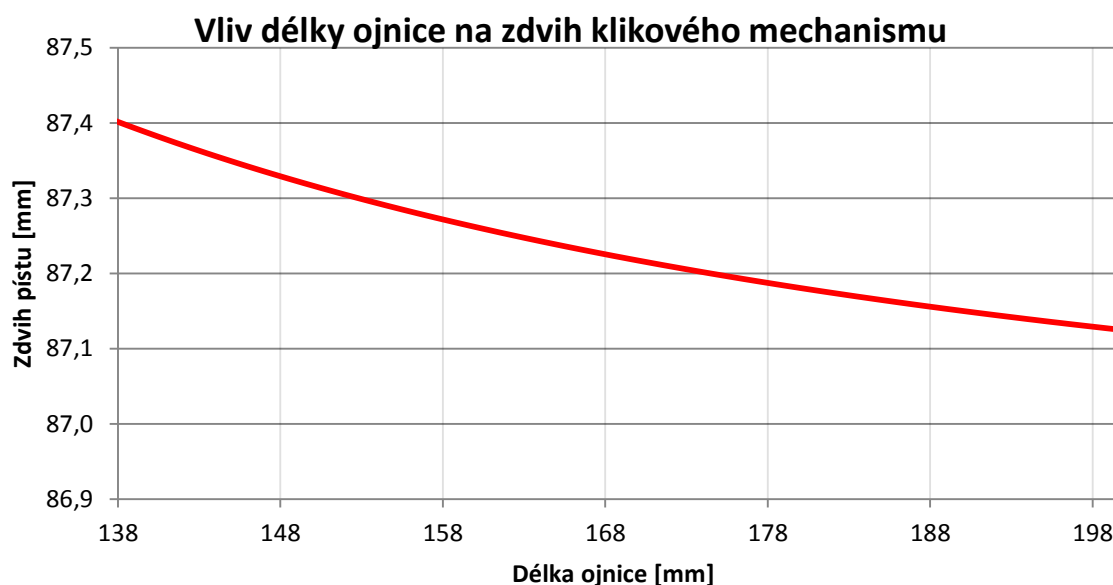
4.2 ZPŮSOBY ZACHOVÁNÍ ZDVIHU EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Společně se zvětšující se excentricitou roste také zdvih a tím i zdvihový objem válce. Pro zachování totožného zdvihového objemu existují teoreticky dvě varianty – prodloužení ojnice nebo zkrácení ramene kliky. Dále budou analyzovány obě možnosti se zhodnocením jejich realizovatelnosti.

Pro zajímavost lze jednoduchým výpočtem zjistit, že použitím excentrického klikového mechanismu s **excentricitou 14 mm**, by u tohoto konkrétního čtyřválcového motoru, došlo ke **zvýšení celkového zdvihového objemu z 1598 na 1607 cm³**. U řešeného motoru nepovažuji toto zvýšení za negativní, proto se o zachování zdvihu snažit nebudu a pouze uvedu způsoby, kterými by daného efektu mohlo být dosaženo.

4.2.1 ZVĚTŠENÍ DÉLKY OJNICE

Uvažovaná změna má řešení pouze v teoretické rovině, prodlužování ojnice za účelem zmenšení zdvihu excentrického klikového mechanismu má jen naprosto minimální vliv (viz Obr. 12).



Obr. 12 Vliv prodloužení ojnice na zdvih klikového mechanismu (pro $e = 14$ mm)

4.2.2 ZKRÁCENÍ RAMENE KLIKOVÉ HŘÍDELE

V případě požadavku na zachování stejného zdvihu klikového mechanismu, je zkrácení ramene kliky jediným reálným řešením. V předcházející podkapitole bylo demonstrováno, že zvětšování délky ojnice je neúčinné. Pro zachování zdvihu zkrácením ramene kliky tedy odvozuji následující vztah:

$$r_{kECM} \approx r - \frac{Z_{EKM} - Z_{CKM}}{2} \quad [\text{m}] \quad (22)$$

kde r_{kECM} je poloměr kliky excentrického klikového mechanismu [m], Z_{EKM} je zdvih excentrického klikového mechanismu [m] a Z_{CKM} je zdvih excentrického klikového mechanismu [m].

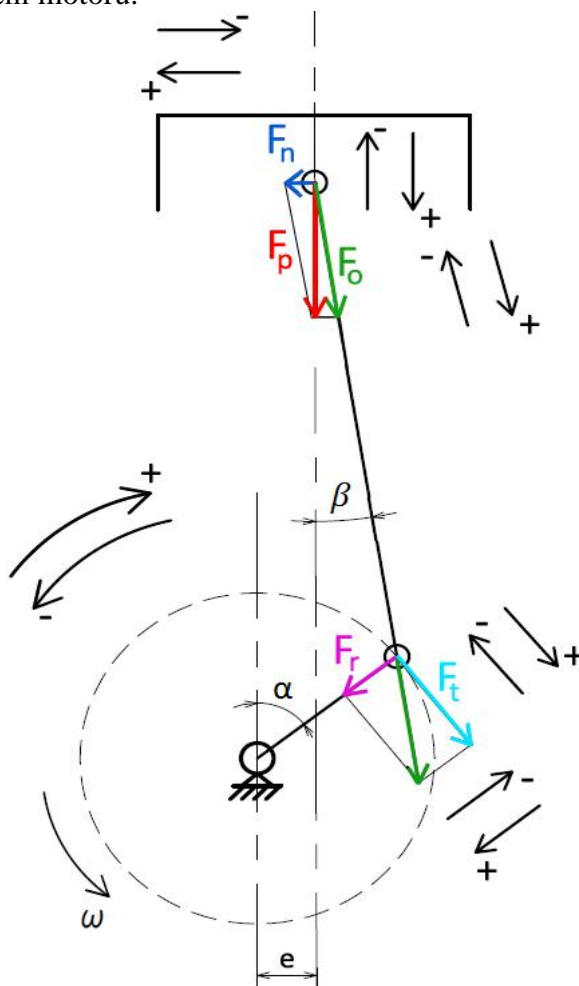
5 DYNAMIKA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU ŘEŠENÉHO MOTORU

V této kapitole se nachází analýza průběhů sil v klikovém mechanismu.

5.1 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

V každém pístovém stroji vznikají dva druhy sil [12]:

- 1) Síly primární, označují se také jako síly vnitřní. Jedná se o síly vznikající od tlaků plynů ve válci. Tyto síly se uvnitř motoru vyrušují a navenek se neprojevují, pokud je zanedbán tlak ve vedení pístu, který je vyvolán konečnou délkou ojnice.
- 2) Síly sekundární, označují se též jako síly vnější. Jedná se o síly vyvolané setrvačností pohyblivých dílů klikového ústrojí (pístní skupina, ojnice, kliková hřídel). Tyto síly se přenášejí na uložení motoru.



Obr. 13 Znaménková konvence sil v předkládané diplomové práci

Znaménka sil dodržuji v této diplomové práci (a v přílohách) dle konvence na Obr. 13. Označení sil – F_p výsledná síla působící v ose válce [N], F_n výsledná normálová (boční) síla [N], F_o výsledná síla přenášená ojnici [N], F_r tangenciální (tečná) složka výsledné síly



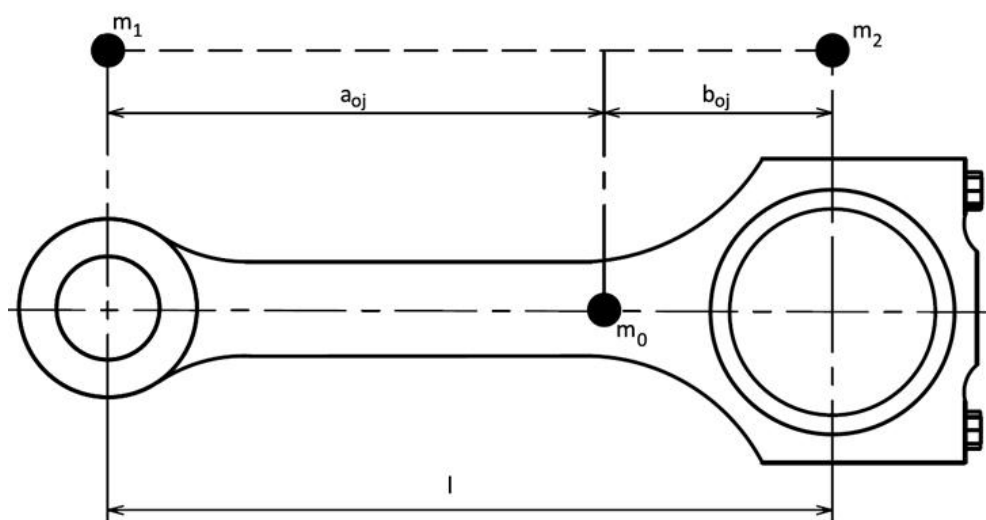
působící v ojnici [N], F_r radiální složka výsledné síly působící v ojnici [N].

V práci používám pojmy kroutící a točivý moment. Jako moment kroutící uvažuji takový, který zatěžuje určitou součást motoru. Naproti tomu moment točivý je ten, který je výsledně produkován motorem, přenášen přes spojku do převodovky a posléze přes rozvodovku až na kola automobilu.

5.1.1 NAHRAZENÍ OJNICE DYNAMICKY EKVIVALENTNÍ SOUSTAVOU

Pro účely výpočtu dynamiky klikového mechanismu byly vedoucím práce dodány i hodnoty redukovaných hmotností ojnice (část přiřazená hmotám posuvným a část rotujícím) od výrobce motoru, použity jsou jako hodnoty pro nahrazení klikového mechanismu dynamicky ekvivalentní soustavou. Stejně tak byla dodána a k výpočtům použita i hmotnost pístní skupiny.

Pro případy analytického výpočtu klikových mechanismů se zpravidla používá rozdělení ojnice do dvou výše zmíněných hmotných bodů, jedná se o statickou ekvivalenci. Označení částí ojnice přiřazených posuvným a rotujícím částem jsou vyobrazeny na Obr. 14. Nadále budu v předkládané práci uvažovat výše zmíněnou zjednodušenou náhradu.



Obr. 14 Náhrada ojnice dynamicky ekvivalentní soustavou

Pro náhradu ojnice platí:

$$m_o = m_1 + m_2 \text{ [kg]} \quad (23)$$

kde m_o je celková hmotnost ojnice [kg], m_1 je hmotnost ojnice přiřazená částem posuvným [kg] a m_2 je hmotnost ojnice přiřazená částem rotujícím [kg].

Hmotnosti m_1 a m_2 byly dodány společně s dalšími údaji vedoucím práce, který je získal od výrobce motoru, proto nebudu výpočet přiřazení hmot uvádět.

Celková hmotnost posuvných částí m_p je pak:

$$m_p = m_{psk} + m_1 \text{ [kg]} \quad (24)$$



kde m_{psk} je hmotnost pístní skupiny (píst, pístní kroužky, pístní čep a pojistné kroužky) [kg].

Celková hmotnost rotujících částí m_r pak je:

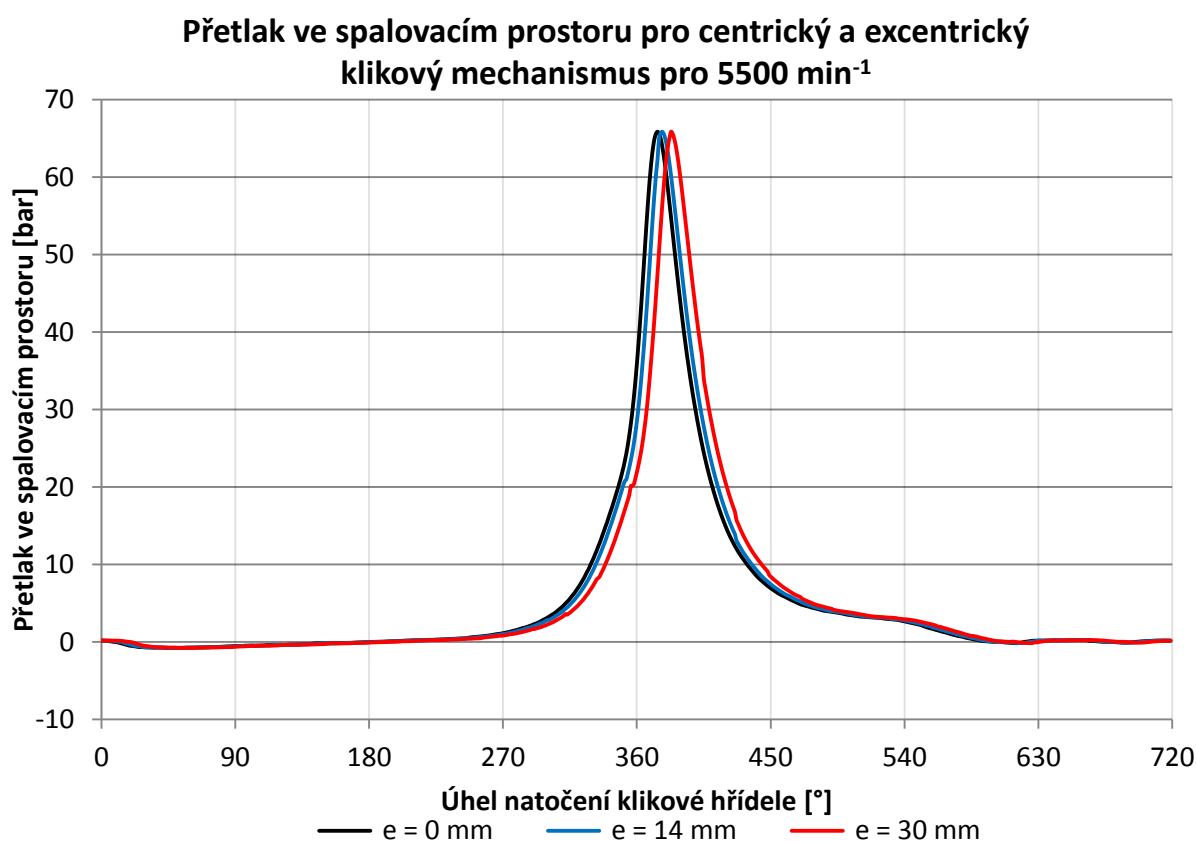
$$m_r = m_{zal}^{red} + m_2 \text{ [kg]} \quad (25)$$

kde m_{zal}^{red} je hmotnost zalomení redukována na poloměr kliky.

K hmotnosti m_2 náleží i hmotnost ojnicích kluzných pánví ložisek.

5.1.2 POROVNÁNÍ PRŮBĚHŮ TLAKŮ

Tlaky budou porovnávány pro maximální otáčky motoru (zároveň otáčky, při kterých má motor s centrickým mechanismem největší indikovaný výkon), a to 5500 min^{-1} . Následující graf na Obr. 15 znázorňuje průběhy tlaků centrického klikového mechanismu a mechanismu excentrického. Diagramy průběhů tlaků byly získány postupem popsaným v kapitole 3.3.



Obr. 15 Srovnání průběhu tlaků centrického ($e=0$) a excentrického klikového mechanismu

Z Obr. 15 je patrné zejména posunutí průběhu tlaku způsobené posunováním úvratí, samotné hodnoty tlaků se příliš nemění.



5.1.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDNÉ SÍLY NA PÍST

Výsledná síla na píst má dvě složky – první složkou je síla, která je vyvozována tlaky plynů nad pístem (primární síla), druhou složkou je síla setrvačná (sekundární síla). Pro centrický i excentrický mechanismus mají tyto síly stejný zápis.

Síla od tlaku plynů [11]:

$$P_p = S_{pistu} \cdot (p_{abs} - p_0) \text{ [N]} \quad (26)$$

kde S_{pistu} je plocha dna pístu [m^2], p_{abs} je absolutní tlak ve spalovacím prostoru (nad pístem) a p_0 je atmosférický tlak (voleno $p_0 = 101\,325 \text{ Pa}$).

Síla setrvačná [11]:

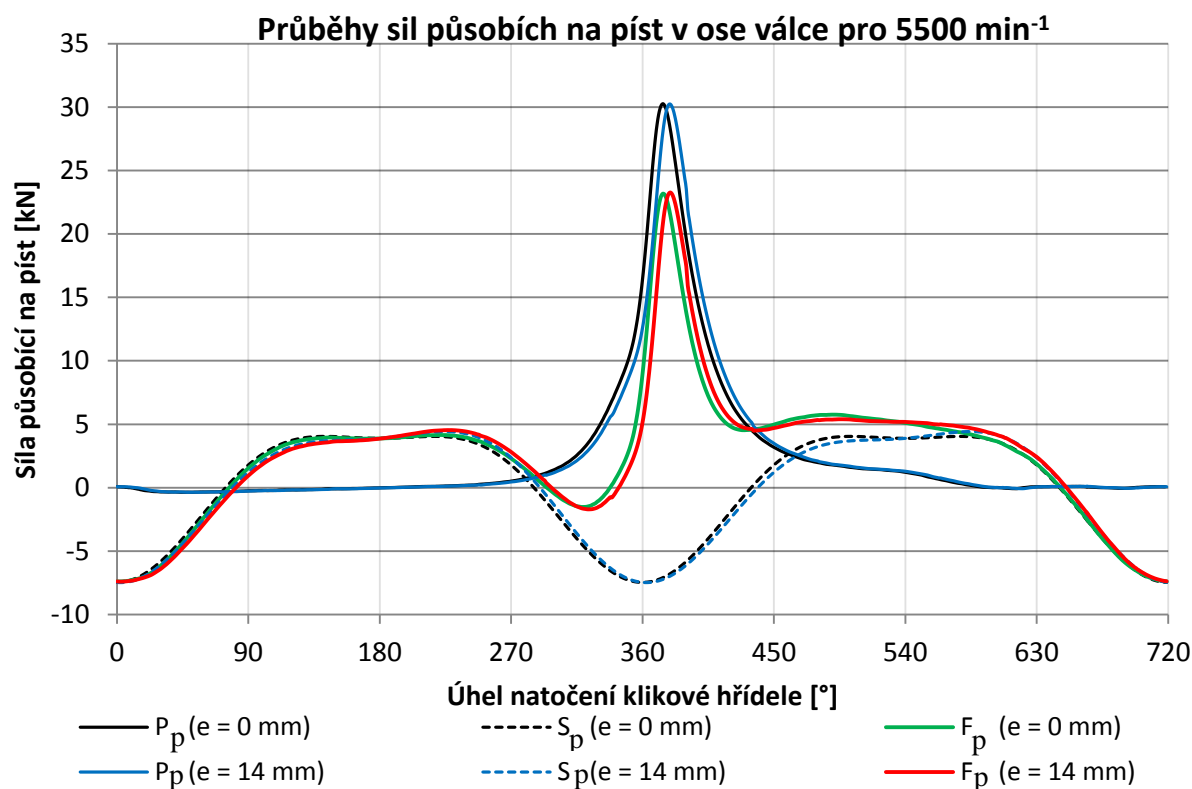
$$S_p = m_p \cdot a \text{ [N]} \quad (27)$$

kde m_p je hmotnost posuvných částí klikového mechanismu [kg] a a je zrychlení pístu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$].

Výsledná síla na píst se vypočte pomocí vztahu [11]:

$$F_p = P_p + S_p \text{ [N]} \quad (28)$$

Na Obr. 16 je znázorněn průběh výsledné síly působící v ose válce a dílčích složek v závislosti na excentricitě. Z hlediska síly od tlaku plynů je vidět změna především v posunutí průběhu grafu s posouváním úvratí. Setrvačná složka ovlivňuje průběhy především v okolí úvratí, kde se nacházejí její lokální maxima (a minima).



Obr. 16 Porovnání průběhů složek výsledné síly působící na píst pro otáčky 5500 min⁻¹



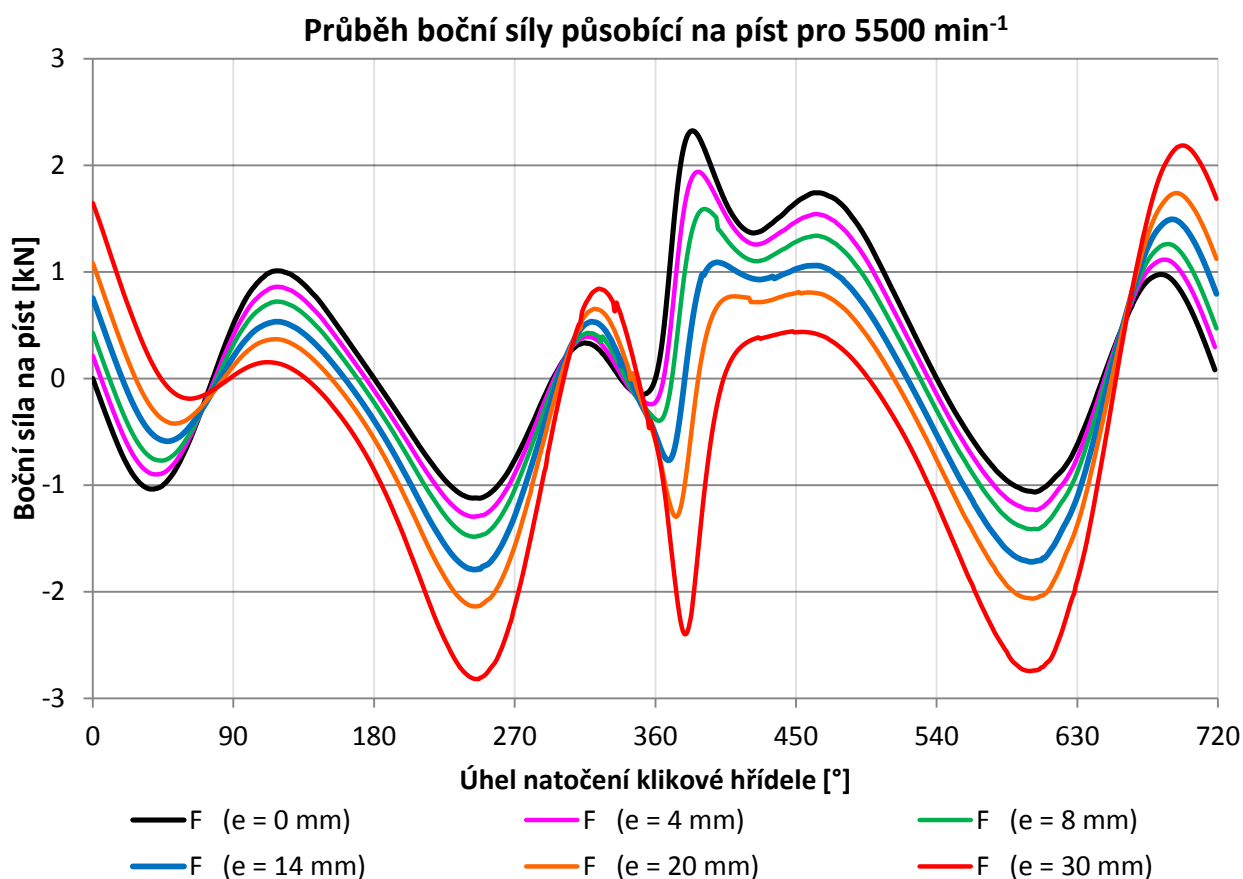
5.1.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDNÉ BOČNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍST

Boční síla na píst se vypočte dle vztahu [11]:

$$F_n = F_p \cdot \tan(\beta) \quad [N] \quad (29)$$

Boční síla se vypočte, při známé výsledné síle na píst stejně pro centrický i excentrický klikový mechanismus. Rozdílné jsou pouze veličiny do vztahu vstupující, s excentricitou se mění průběh výsledné síly na píst v ose válce i úhel odklonu ojnice.

Grafu na Obr. 17 znázorňuje (a výpočty bylo zjištěno, že při těchto konkrétních otáčkách se průměrná absolutní hodnota boční síly působící na píst snižuje pouze do excentricity 8 mm, dále pak roste a na 16 mm dosahuje hodnoty větší než původní. Pro srovnání lze uvést, že v případě otáček 3750 min^{-1} klesá boční síla až do excentricity 14 mm a poté roste až při excentricitě nad 26 mm, kdy dosahuje hodnot centrického klikového mechanismu.



Obr. 17 Průběh výsledné boční síly na píst při 5500 min^{-1} pro různé excentricity



Tab. 5 Srovnání průměru absolutní hodnot¹ boční síly působící na píst pro otáčky 3750 a 5500 min⁻¹

Excentricita [mm]	$ F_n $ při 5500 min ⁻¹ [N]	$ F_n $ při 3750 min ⁻¹ [N]
0	785	592
4	763	561
8	753	537
14	775	524
20	841	540
30	1050	637

5.1.5 ZTRÁTOVÝ VÝKON V KONTAKTU PÍSTU S VLOŽKOU VÁLCE

Ztrátový třecí výkon může být obecně vyjádřen vztahem:

$$P_{zt} = F_{norm} \cdot v_{posuv} \cdot \mu \quad [\text{W}] \quad (30)$$

kde F_{norm} je přitlačná síla kontaktní dvojice působící kolmo na směr pohybu [N], v_{posuv} je relativní rychlost posuvu kontaktní dvojice [m·s⁻¹] a μ je koeficient tření [-].

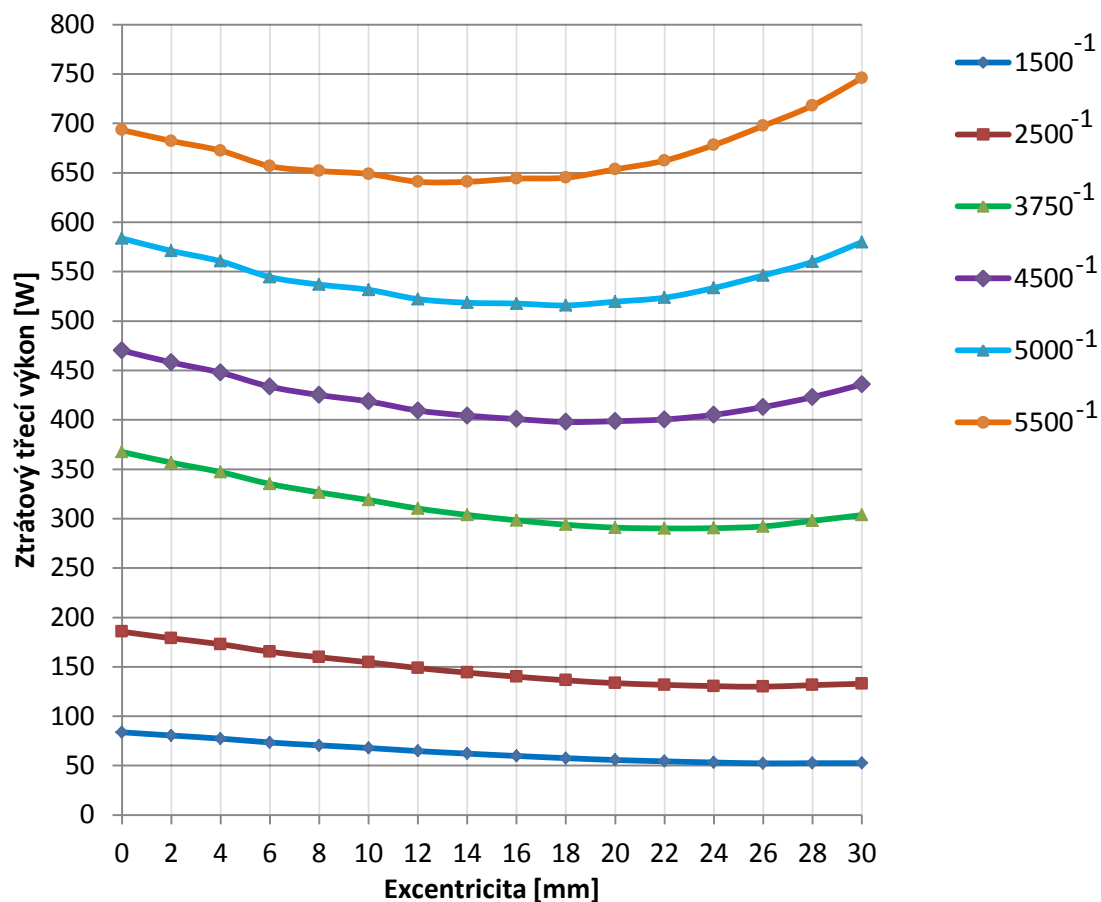
Pro řešený problém je F_{norm} rovna výsledné boční síle na píst a v_{posuv} je rychlost pohybu pístu excentrického klikového mechanismu. Koeficient tření μ lze určit ze Stribeckovy křivky, která vyjadřuje závislost koeficientu tření na přitlačné síle a rychlosti, nebo jej lze, pokud nejsou k dispozici data pro danou kontaktní dvojici, určit jako přibližnou hodnotu. Koeficient tření mi byl vedoucím práce doporučen na hodnotě $\mu = 0,05$. Takto zvolený koeficient se totiž ze zkušeností ukázal být, při řešení motorů podobných parametrů pro účely vyjádření třecích ztrát, dostatečně přesný.

Třecí výkon ve styku pístu s vložkou válce je pro celý rozsah řešených excentricit a vybrané pracovní otáčky motoru vykreslen v grafu na Obr. 18. Je patrné, že pro dosažení nejnižšího ztrátového výkonu by pro různé otáčky motoru bylo potřeba rozdílné excentricity. Vzhledem k tomu, že u zážehového motoru pro osobní vozidla (motor řešený v rámci předkládané diplomové práce), je využíván prakticky celý rozsah otáček, je nutné zvolit excentricitu na základě určitého kompromisu. Se zvětšujícími se otáčkami klesá vhodná excentricita, která by přinesla co největší snížení ztrátového výkonu. Po dosažení mezního bodu ztrátový výkon se zvětšující se excentricitou opět roste. Volbou vhodné excentricity z hlediska snížení třecích ztrát, a to při uvážení celého rozsahu provozních a tedy i reálně používaných otáček motoru, se zabývá následující podkapitola.

¹ Absolutní hodnota je použita proto, že znaménko udává pouze orientaci síly a pro účely tohoto porovnání a pozdějšího výpočtu ztrátového výkonu je důležitá pouze velikost síly.



Třecí výkon ve styku s vložkou válce

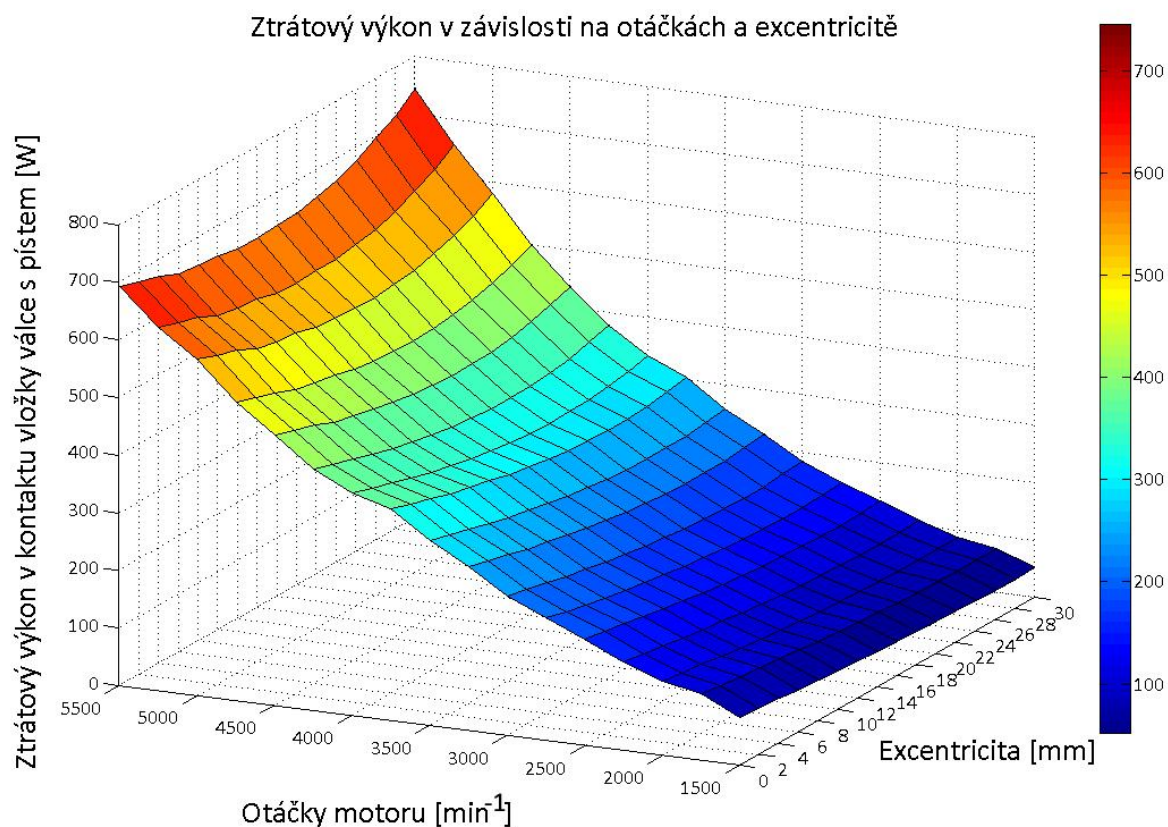


Obr. 18 Třecí výkon ve styku pístu s vložkou válce – platí pro jeden válec

5.2 VOLBA EXCENTRICITY

Volba excentricity klikového mechanismu je zcela zásadní, je nutné přijmout kompromis pro celý rozsah otáček motoru, současně je však nutné vzít v úvahu určitá konstrukční omezení. Výhodné je přihlídnout k excentricitám používaným v současné době na sériových motorech. Excentricita by také mohla přinést případné negativní vlivy na vyvážení klikového ústrojí – je zkoumáno dále.

Pro lepší představu o průbězích a hodnotách třecích ztrát pro jednotlivé otáčky motoru a různé excentricity, jsou tyto informace vyobrazeny ve 3D grafu na Obr. 19. Trendy ztrátových výkonů tvoří při spojení do sítě konvexní plochu. Vhodná excentricita by se tedy měla nacházet v „údolí“ vytvořeném plochou.



Obr. 19 Ztrátový výkon v závislosti na excentricitě a otáčkách motoru – platí pro jeden válec

Tab. 6 poskytuje přehled o excentricitách, které by vedly k největšímu snížení třecích ztrát v kontaktu pístu s vložkou válce pro jednotlivé otáčky.

Tab. 6 Přehledová tabulka snížení třecích ztrát pro jeden válec motoru

Otáčky motoru n [min^{-1}]	Ztrátový výkon pro centrický klikový mechanismus P_{zt_ckm} [W]	Minimální ztrátový výkon P_{zt_min} [W]	Excentricita při P_{zt_min} [mm]	Rozdíl ztrátového výkonu [W]	Snížení ztrátového výkonu [%]
1500	83,8	52,3	26	31,5	37,6
1750	115,9	76,4	26	39,5	34,1
2000	128,8	86,3	26	42,5	33,0
2250	154,3	105,5	26	48,9	31,7
2500	185,6	129,9	26	55,7	30
2750	213,6	151,8	26	61,8	28,9
3000	241,7	178,9	24	62,7	26,0
3250	284,4	214,9	24	69,4	24,4
3500	321,5	248,6	24	72,9	22,7
3750	367,5	290,1	22	77,4	21,1
4000	386,0	313,1	20	72,9	18,9
4250	420,0	348,5	20	71,5	17,0
4500	470,1	397,8	18	72,3	15,4



4750	518,5	449,5	18	68,9	13,3
5000	583,6	515,8	18	67,8	11,6
5250	630,8	572,0	14	58,7	9,3
5500	693,3	641,0	14	52,4	7,6

Průměrná maximální úspora se pohybuje okolo 60 W na válcovou jednotku, tzn. $0,24\text{ kW}$ pro čtyřválcový motor. Procentuální rozdíl mezi centrickým klikovým mechanismem a mechanismem excentrickým při nejvhodnější excentricitě (z hlediska snížení třecích ztrát) s rostoucími otáčkami klesá. Rozsah vhodných excentricit, pokud by byla hledána vhodná excentricita pouze pro jedny otáčky, je široký – pohybuje se od 8 do 26 mm . Nejčastěji se vyskytující excentricita je 26 mm . Průměrná hodnota ze všech excentricit pro maximální snížení třecího výkonu je cca 222 mm . Tato volba by však nereflektovala množství uspořené výkonu.

Pro zvolení vhodné excentricity je tedy nutné zavést vhodný postup a předpoklady. Vzhledem k tomu, že se jedná o motor zážehový, který má být použit pro osobní vozidla, vycházím z předpokladu, že bude využíván celý rozsah provozních otáček motoru od 1500 (např. v městském provozu) až po 5500 min^{-1} (např. při předjíždění mimo obec) a změny otáček budou probíhat poměrně často. Pro zjednodušení budu dále pracovat s předpokladem, že motor bude pracovat při všech otáčkách po stejný časový úsek t . Práci tření vykonanou v kontaktu pístu s vložkou válce pak lze, pro konkrétní otáčky, vypočítat ze vztahu:

$$W_{tPLC_n} = P_{zt} \cdot t \text{ [J]} \quad (31)$$

Výpočet celkové práce tření bude součtem práce při jednotlivých otáčkách po stejnou dobu t :

$$W_{tPLC_celk} = W_{tPLC_{1500}} + W_{tPLC_{1750}} + \dots + W_{tPLC_{5500}} \text{ [J]} \quad (32)$$

Výše uvedené součty pro jednotlivé excentricity jsou uvedeny v Tab. 7 (kompletní tabulka tvoří Přílohu 3). V Tab. 7 je uvedena excentricita, pro kterou jsou ztráty vyjádřeny ($e = 0\text{ mm}$) odpovídá centrickému klikovému mechanismu), dále procentuální poměr mezi hodnotou ztrát pro danou excentricitu a ztrát pro centrický klikový mechanismus. Je uveden též procentuální skok oproti předchozímu kroku uvažované excentricity.

Tab. 7 Součty celkové ztrátové třecí energie W_{tPLC_celk} pro jeden válec motoru

Excentricita [mm]	0	2	4	6	8	10
W_{tPLC_celk} [J]	$5799,4 \cdot t$	$5644,7 \cdot t$	$5510,5 \cdot t$	$5328,9 \cdot t$	$5219,8 \cdot t$	$5127,9 \cdot t$
% původních ztrát	100	97,33	95,02	91,89	90,00	88,42
Úspora oproti předchozí excentricitě [%]	-	2,67	2,31	3,13	1,88	1,58
Excentricita [mm]		12	14	16	18	20



W_{tPLC_celk} [J]	-	$5006,8 \cdot t$	$4933,6 \cdot t$	$4882,3 \cdot t$	$4833,4 \cdot t$	$4826,2 \cdot t$
% původních ztrát	-	86,33	85,07	84,19	83,34	83,22
Úspora oproti předchozí excentricitě [%]	-	2,09	1,26	0,89	0,84	0,13
Excentricita [mm]	-	22	24	26	28	30
W_{tPLC_celk} [J]	-	$4838,1 \cdot t$	$4884,7 \cdot t$	$4959,4 \cdot t$	$5072,5 \cdot t$	$5213,4 \cdot t$
% původních ztrát	-	83,43	84,23	85,52	87,47	89,90
Úspora oproti předchozí excentricitě [%]	-	-0,21	-0,80	-1,29	-1,95	-2,43

Jednotlivým polím s procentuálními skoky jsou přiřazeny různé barvy (odstíny zelené pro výrazné snížení až odstíny červené značící navýšení třecích ztrát). Zvolil jsem postup, při kterém považuji za vyhovující navýšení excentricity **o 2 mm**, které přinese oproti původním ztrátám centrického klikového mechanismu **zlepšení alespoň o další 1 %**. Je nutné zohlednit, že zvyšující se excentricita by mohla mít negativní důsledky na vyvážení motoru (zkoumáno dále). I kdyby by se pro tento motor neprokázaly negativní důsledky plynoucí z vyosování klikového mechanismu, s rostoucí excentricitou se pravděpodobně budou zvětšovat zástavbové rozměry motoru, což je nežádoucí. V neposlední řadě by měla být dodržena excentricita doporučená $\lambda_e \in (0,01; 0,1)$ [4], dále by bylo vhodné přihlídnout i k excentricitám používaných na soudobých motorech (viz Kapitola 2.2).

Z Tab. 7 je patrné, že pro největší gradient (poměr uspořené výkonu a excentricity) snížení třecích ztrát by byla volena hodnota $e = 6 \text{ mm}$. Vyosování snižuje průměrné ztráty do hodnoty 20 mm . Od hodnoty excentricity 22 mm dochází naopak k jejich zvýšení a takto velké vyosení již prokazatelně není pro zadané parametry motoru výhodné.

Dle výše uvedené Tab. 7 je zjevné, že při uvážení celého rozsahu otáček je z hlediska snížení třecích ztrát při zvoleném kritériu min. zlepšení o 1% nejvýhodnější použít pro tento konkrétní motor **excentricitu o velikosti 14 mm**. Právě tato hodnota je poslední hodnotou splňující dané kritérium. Další excentricity připadající do úvahy jsou, při benevolentnější volbě, 16 nebo 18 mm.

Tab. 8 Ztrátové výkony pro jeden válec při excentricitě 14 mm a jejich porovnání s hodnotami původními

Otáčky motoru n [min^{-1}]	Původní ztráty P_{zt_ckm} [W]	Ztráty při $e = 14 \text{ mm}$ P_{zt_14mm} [W]	Rozdíl ztrátového výkonu ΔP_{zt_14mm} [W]	Rozdíl ztrátového výkonu ΔP_{zt_14mm} [%]
1500	83,8	62,2	21,6	25,8
1750	115,9	88,0	28,0	24,1
2000	128,8	97,6	31,3	24,3
2250	154,3	118,4	35,9	23,3
2500	185,6	144,1	41,5	22,3



2750	213,6	165,9	47,7	22,3
3000	241,7	192,8	48,9	20,2
3250	284,4	229,5	54,9	19,3
3500	321,5	262,6	58,9	18,3
3750	367,5	303,7	63,8	17,3
4000	386,0	323,2	62,7	16,3
4250	420,0	355,9	64,1	15,3
4500	470,1	404,3	65,8	14,0
4750	518,5	453,8	64,6	12,5
5000	583,6	518,5	65,1	11,2
5250	630,8	572,0	58,7	9,3
5500	693,3	640,92	52,4	7,6

Pro zvolenou excentricitu jsou v Tab. 8 uvedeny ztráty připadající na jeden válec a jejich porovnání se ztrátami původními. Nejmenší úspora nastává pro maximální otáčky, a to 7,6%, největší úspora pak pro nejnižší provozní otáčky, a to 25,8%. **Průměrná úspora při předpokladu časově rovnoměrného využití celého spektra provozních otáček je pak 14,9%.** Z důvodů použití zjednodušení v podobě konstantního koeficientu tření se jedná o odhad. Pro přesnější výsledek by bylo nutné změřit Stribeckovu křivku pro daný píst a vložku válce. Pokud by byly hodnoty vztaženy na celý řešený čtyřválcový motor, bylo by dosaženo nejvyšší absolutní úspory výkonu při otáčkách motoru 4500 min^{-1} , a to cca $0,26 \text{ kW}$.

Excentrický klikový poměr pro navrhované excentrické klikové ústrojí λ_e v rámci této práce:

$$\lambda_e = \frac{e}{l} = \frac{14}{138} = 0,101 \text{ [-]} \quad (33)$$

Uvedená hodnota excentrického klikového poměru se pohybuje na horní doporučené hranici a zároveň i na horní hranici excentricit používaných v soudobých motorech využívajících tento typ klikového mechanismu.

Výpočty v pokračování této kapitoly byly provedeny pouze pro zvolenou excentricitu (resp. excentrický klikový poměr).

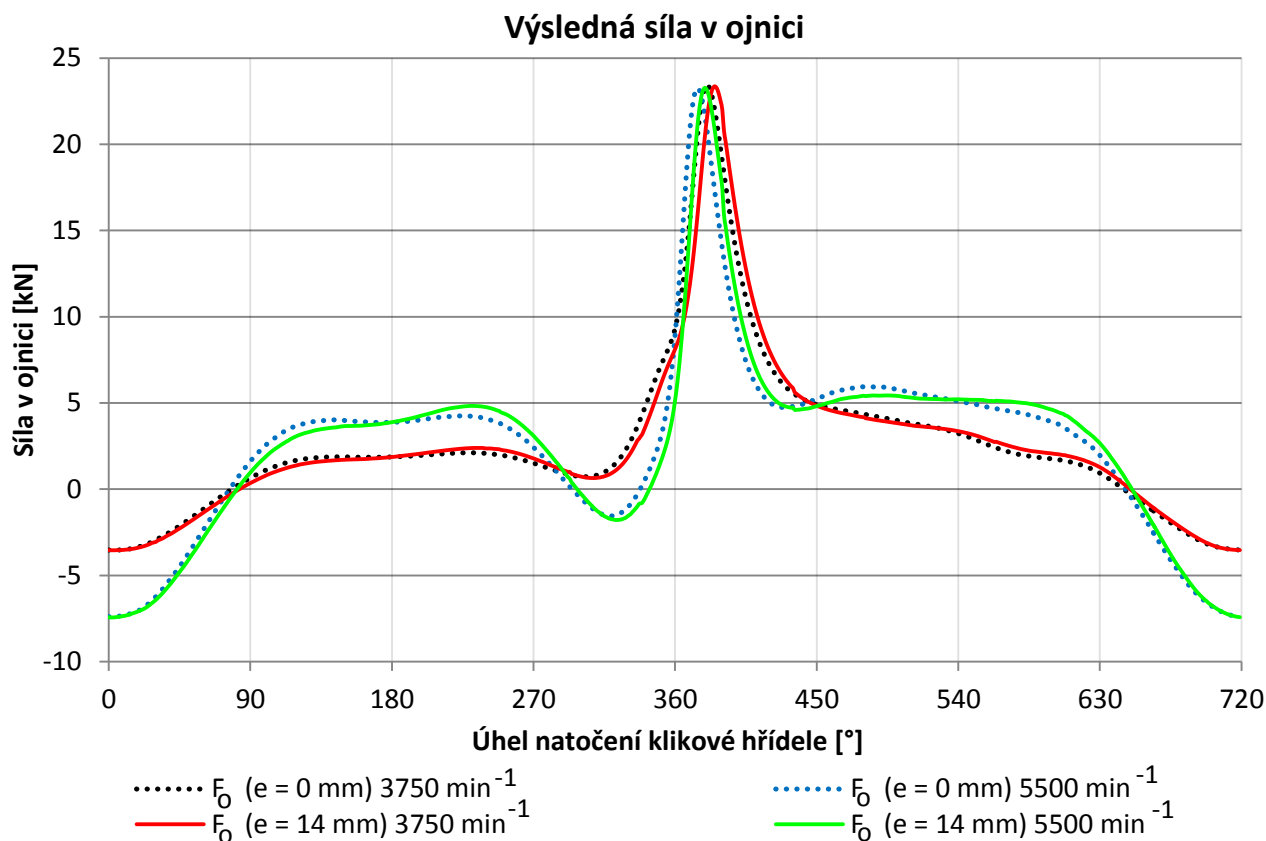
5.2.1 POROVNÁNÍ VÝSLEDNÉ SÍLY PŘENÁŠENÉ OJNICÍ

Výsledná síla přenášená ojnicí je dána vztahem [13]:

$$F_o = F_p \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \text{ [N]} \quad (34)$$

Výpočet je zápisem shodný pro centrický i excentrický klikový mechanismus.

Porovnání výsledné síly v ojnici pro zvolenou excentricitu 14 mm a vybrané provozní otáčky motoru je znázorněno na Obr. 20. Byly vybrány otáčky maximálního indikovaného točivého momentu výchozího motoru s centrickým klikovým mechanismem 3750 min^{-1} a maximálního indikovaného výkonu 5500 min^{-1} . Oproti centrickému klikovému mechanismu je patrné posunutí úvatí a vliv nerovnoměrného zrychlení posuvných částí, který se projevuje v setrvačné složce síly.



Obr. 20 Průběh výsledné síly působící v ojnici pro vybrané otáčky a zvolenou excentricitu 14 mm

5.2.2 POROVNÁNÍ VÝSLEDNÉ SÍLY NA OJNIČNÍ ČEP

Síla působící v ojnici se při přenosu z ojnice na ojniční čep dělí do dvou složek. Jedná se složku tečnou (tangenciální) a složku radiální.

Výsledná síla působící na ojniční čep ve směru tečném [13]:

$$F_t = F_p \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad [\text{N}] \quad (35)$$

Výsledná síla působící na ojniční čep ve směru radiálním [13]:

$$F_r = F_p \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} + F_{ro} \quad [\text{N}] \quad (36)$$

kde F_{ro} je setrvačná síla rotujících částí ojnice [N].

Setrvačná síla rotujících částí ojnice se vypočte dle vztahu [11]:

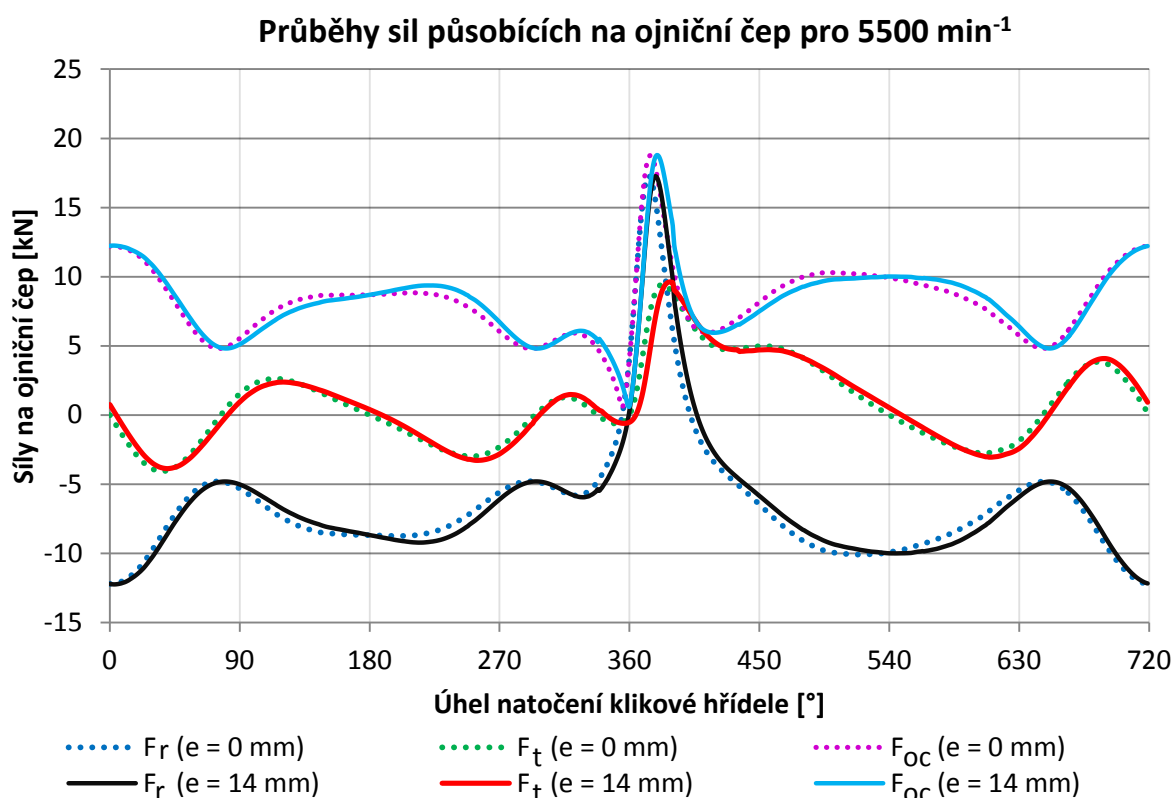
$$F_{ro} = -m_2 \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (37)$$



Výsledná síla na ojnicí čep se vypočte dle vztahu [11]:

$$F_{oc} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad (38)$$

Na Obr. 21 je znázorněn graf sil působících na ojnicí čep v průběhu dvou otáček klikové hřídele pro zvolenou excentricitu 14 mm a otáčky 5500 min^{-1} . Je zde znázorněno i srovnání s mechanismem centrickým. Průběhy sil excentrického mechanismu mají opět jasně zřetelné ovlivnění posunutím úvratí a nerovnoměrným zrychlením pohybu posuvných částí, který je nejvíce patrný v okolí, kde se kliková hřídel nachází ve spodní poloze (natočení 180 a 540°).



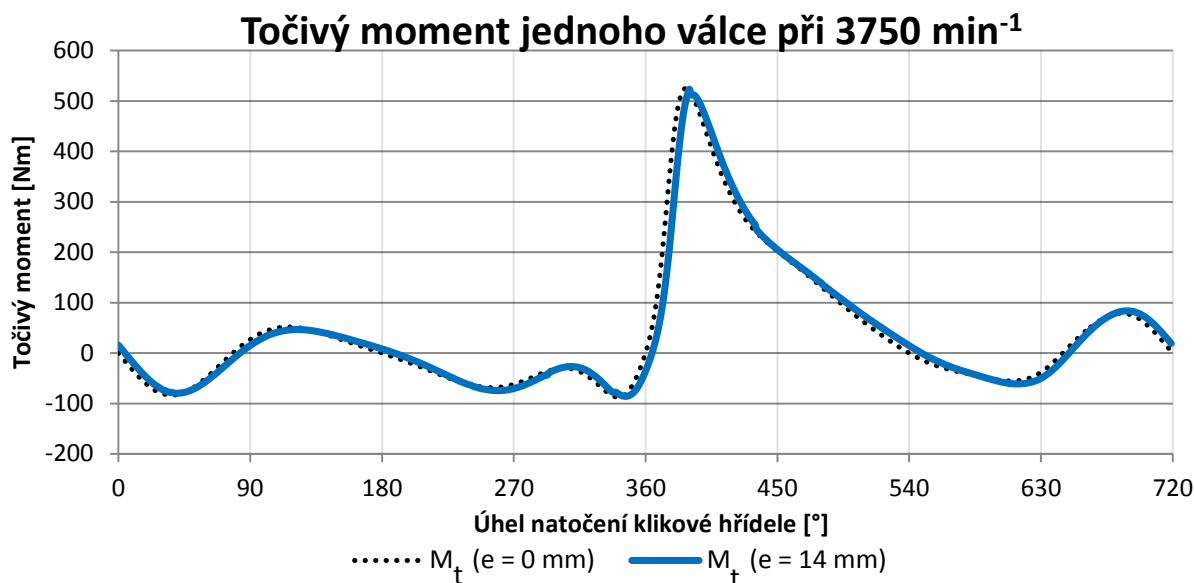
Obr. 21 Síly působící na ojnicí čep

5.2.3 POROVNÁNÍ PRŮBĚHU TOČIVÉHO MOMENTU JEDNOHO VÁLCE

Točivý moment se vypočte dle vztahu [11]:

$$M_t = F_t \cdot r \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (39)$$

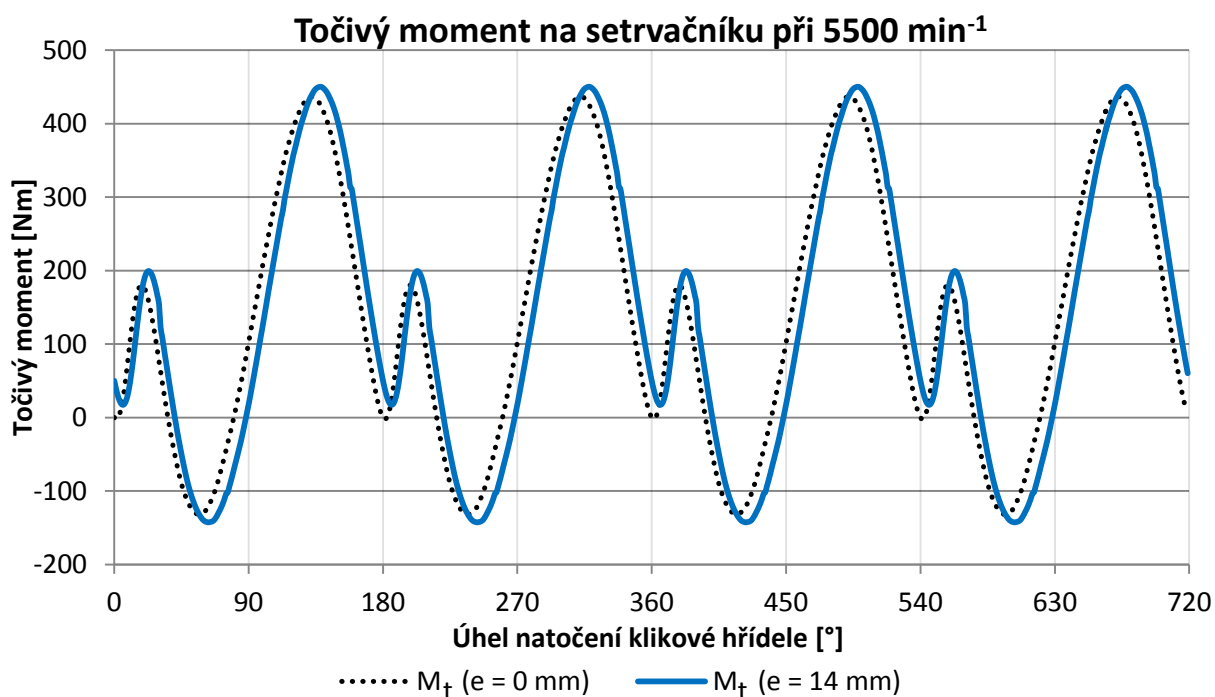
Na Obr. 22 je znázorněn průběh točivého momentu připadajícího na jeden válec při otáčkách nejvyššího točivého momentu (3750 min^{-1}). Průběh indikovaného točivého momentu pro excentrický klikový mechanismus se změnil, jeho střední hodnota (s uvážením znaménka) je však téměř shodná (nižší o $0,5 \text{ Nm}$).



Obr. 22 Točivý moment na jednom zalomení klikové hřídele

5.2.4 POROVNÁNÍ CELKOVÉHO PRŮBĚHU TOČIVÉHO MOMENTU

Porovnání bylo prováděno s momentem složeným z momentů od jednotlivých zalomení, výsledek je průběh točivého momentu v podobě, v jaké je odebírán spojku. Je nutné zdůraznit, že se jedná o indikovaný točivý moment. Výpočtem lze ověřit, že střední hodnota (s uvažováním znaménka) točivého momentu centrického a excentrického klikového mechanismu ($e = 14$ mm) pro 5500 min^{-1} je rozdílná jen nepatrně ($0,3 \text{ Nm}$ v neprospěch excentrického mechanismu). Indikovaný točivý moment motoru má při 5500 min^{-1} hodnotu 139 Nm . Nejvyšší indikovaný točivý moment motoru nastává, stejně jako u centrického klikového mechanismu, při otáčkách 3750 min^{-1} a jeho hodnota činí 152 Nm . Změnou průběhu momentu bude nepatrně ovlivněna rovnoměrnost chodu motoru.



Obr. 23 Srovnání průběhu točivého momentu na setrvačnicku



6 ROZBOR VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

6.1 NEVYVÁŽENOST KLIKOVÉHO MECHANISMU A KONFIGURACE KLIKOVÉ HŘÍDELE

Nevyváženost klikového mechanismu se dělí z hlediska původu nevyváženosti na [14]:

- 1) funkční – vyvozena pohybem hmotných částí klikového mechanismu,
- 2) výrobní – vzniklá výrobními tolerancemi a nehomogenitou materiálů,
- 3) feformací součástí za provozu – např. průhyb klikové hřídele.

Nevyváženost se projevuje jako vnější (zatížení a přenos na rám, resp. uchycení motoru) a vnitřní (zatěžující součásti motoru).

Podstatou vyvažování je vyrovnávání účinků setrvačných sil, které vznikly pohybem částí klikového ústrojí. Dělí se na vyvažování hmot rotujících (jednotlivá zalomení klikové hřídele, část ojnice náležící k rotujícím hmotám) a vyvažování hmot posuvných (píst s příslušenstvím, část ojnice náležící k posuvným hmotám). Ojnice ve skutečnosti vykonává obecný rovinný pohyb, jehož dynamické důsledky nelze přesně postihnout redukcí pouze do dvou hmotných bodů. Tato odchylka se zanedbává a její příspěvek k nevyváženosti klikového mechanismu se neuvažuje. Síly vždy působí v rovině příslušného zalomení. Setrvačné síly se vyvažují především proto, aby nezpůsobovaly nechtěné kmitání, které se projevuje vibracemi a hlukem. [14]

Dále je analyzována nevyváženost funkční, která vzniká z důvodu pohybu částí klikového mechanismu a její konstrukční vyvážení. Pro vyvažování funkční jsou zavedeny určité předpoklady, mezi které patří předpoklad naprosté homogenity materiálů, naprosto přesně zhotovených částí (rozměrové a geometrické odchylky), dokonale tuhý klikový mechanismus a především pak předpoklad konstantní rychlosti otáčení klikového mechanismu.

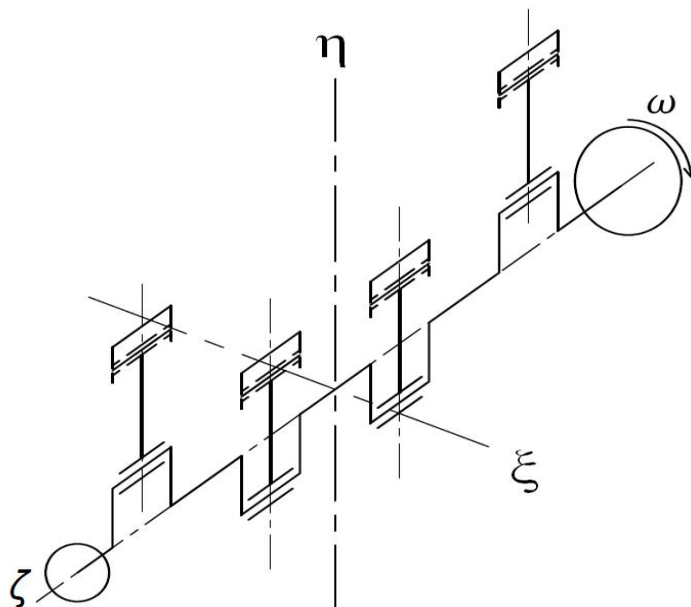
Setrvačné účinky pohybujících se částí klikového mechanismu je možno rozdělit podle druhu pohybu na rotující a posuvné a podle způsobu účinku na síly a momenty. U víceválcových motorů působí jednotlivé síly rotujících a posuvných hmot v různých rovinách, tím mohou být vyvolány momenty, které se snaží motor natočit okolo jeho těžiště, přesněji kolem os ξ a η (viz. Obr. 24). Momenty, které se snaží natočit klikový mechanismus okolo osy ξ se nazývají klopné, momenty okolo osy η točivé.

Vyvážení klikové hřídele spalovacího motoru má za cíl co největší snížení vnějších sil a momentů způsobených pohybem hmotných částí klikového mechanismu, které jsou dále přenášeny na uchycení motoru.

Konfigurace klikové hřídele pro čtyřdobý zážehový řadový čtyřválcový motor byla určena volbou pořadí zážehů v Kap. 3.5 a je znázorněna na Obr. 24.

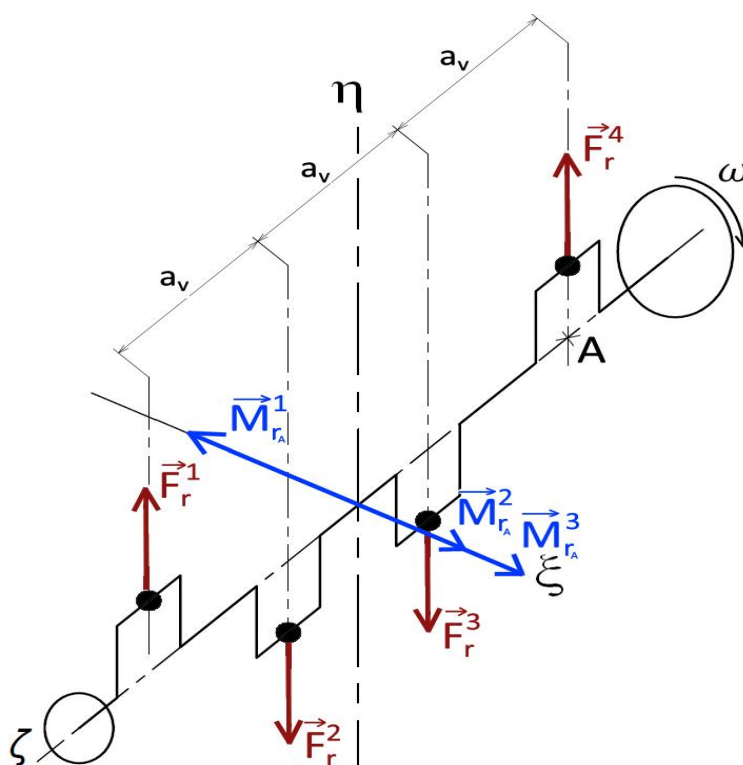
Ačkoli jsou v následujících podkapitolách děleny setrvačné síly a momenty posuvných hmot do jednotlivých řádů (pro účely této práce uvažuji I. a II. řád), je nutné si uvědomit, že se jedná pouze o složky jedné síly (jednoho momentu) a nejedná se o síly (momenty) nezávislé. Za nezávislé mohou být pro účely vyvážení motoru pokládány pouze v případě, že předpokládáme jejich plné vyvážení. Možné vyvážení jejich účinků se provádí uspořádáním

setrvačných hmot do takové konfigurace, při které dochází k vyvolání takových sil a momentů, jež na sebe působí stejně velkým účinkem opačných směrů. Vlivy tíhové síly a síly třecí se při vyvažování neuvažují, jsou pokládány za zanedbatelné. [14]



Obr. 24 Tvar klikové hřídele a zaznačení jednotlivých os

6.2 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ



Obr. 25 Zobrazení rozložení rotujících hmot a jejich silového a momentového působení

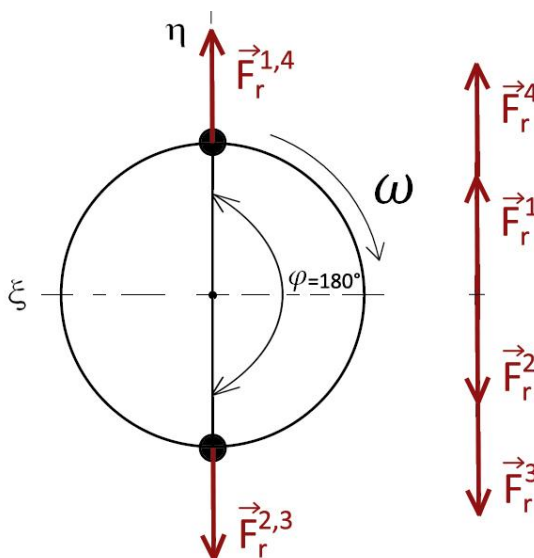
6.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačná síla rotujících hmot má stále konstantní velikost a působí ve směru daného ramene kliky (její směr se mění s otáčením klikové hřídele). Vyvážení je dáno tvarem klikové hřídele, resp. polohou zalomení. Vzájemná poloha zalomení klikové hřídele se proto přizpůsobuje požadavkům na vyvážení, s nutností zohlednit jejich vliv na rovnoměrnost chodu (pořadí zapalování). Je nutno určit, který z těchto požadavků má prioritu. Pokud nejsou setrvačné síly rotujících částí vyváženy přirozeně tvarem klikové hřídele (při výpočtu je předpokládána dokonalá tuhost klikové hřídele), je možno tyto síly vždy plně vyvážit přidáním protizávaží určité velikosti na ramena kliky. [14]

Setrvačná síla rotujících částí vztahujících se k i -tému zalomení, se vypočte dle následujícího vztahu:

$$F_{src}^i = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (40)$$

Zobrazení silových účinků na klikovou hřídel vyvolaných rotujícími hmotami představuje Obr. 25. Rozložení při pohledu v ose klikové hřídele se nachází na Obr. 26.



Obr. 26 Schéma rozložení setrvačných sil rotujících hmot řešeného motoru s pořadím zážehů 1-3-4-2

Jelikož je hmotnost rotujících částí připadající na jednotlivá zalomení stejná a zalomení svírají úhel 180° , jsou do velikosti stejné i setrvačné síly rotujících částí. Síly rotujících částí jsou přirozeně vyváženy:

$$\sum_{i=1}^4 F_{src}^i = 0 \quad [\text{N}] \quad (41)$$

Případ přirozeného vyvážení nastává pokaždé, kdy kliky hřídele při pohledu ve směru osy klikové hřídele tvoří pravidelnou hvězdicí. [12]



6.2.1 SETRVAČNÉ MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Síly rotujících částí vyvolávají vnitřní podélné momenty setrvačných sil, jedná se o momenty volné, mohou být vztaženy k libovolnému vztažnému bodu. Jako vhodný bod volím bod A – viz Obr. 25. Jednotlivé momenty jsou znázorněny, včetně vektorů vyjadřujících jejich vzájemné velikosti rovněž na Obr. 25. Při zvolení vztažného bodu A se i -té momenty vztahující se k příslušným zalomením klikové hřídele vypočtou dle vztahu:

$$M_{r_A}^i = F_{src}^i \cdot x \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (42)$$

kde x je vzdálenost působistiště síly rotujících částí od vztažného bodu [m].

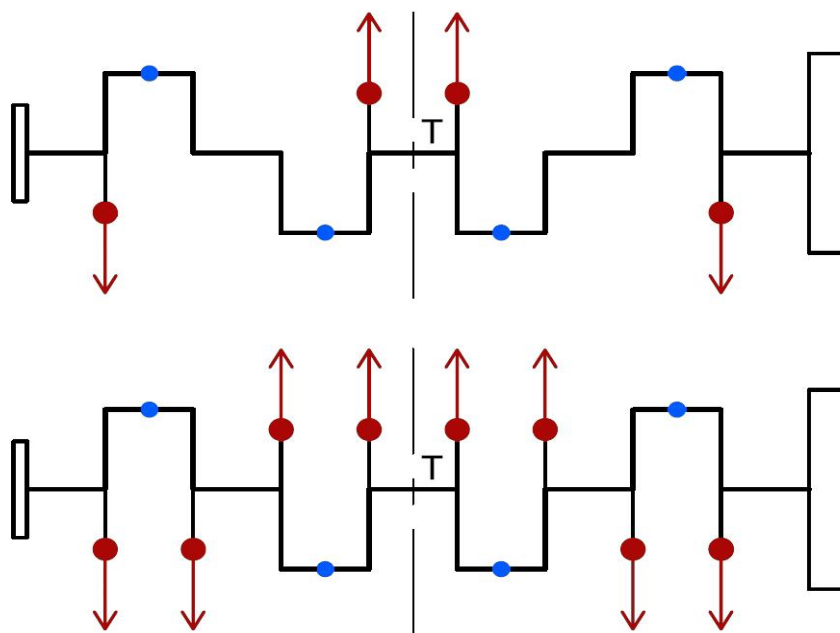
Pro zvolený vztažný bod A, a při použití pravidla pravé ruky pro určení znaménka, platí:

$$\sum_{i=1}^4 M_{r_A}^i = M_{r_A}^1 + M_{r_A}^2 + M_{r_A}^3 + M_{r_A}^4 = -F_{src}^1 \cdot 3a + F_{src}^2 \cdot 2a + F_{src}^3 \cdot a + F_{src}^4 \cdot 0 = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (43)$$

Momenty rotujících částí klikového mechanismu jsou, za předpokladu dokonalé tuhosti klikové hřídele, také vyváženy přirozeně. Přesto vlivem vnitřních podélných momentů setrvačných sil rotujících částí dochází k zatěžování hlavních ložisek, klikové hřídele i bloku motoru. Pro omezení zatížení hlavních ložisek se používají protizávaží, která mohou být umístěna dvěma způsoby:

- 1) Prvním způsobem je rozmístění vývažků, označované jako **vyvážení silové**. To spočívá ve vyvážení sil na jednotlivých zalomeních. Na každém rameni kliky jsou vývažky určité hmotnosti, které způsobují vznik stejně velké, ale opačně orientované odstředivé síly k F_{src}^i . Snížení namáhání je velmi výrazné, nicméně dochází k nárůstu hmotnosti (a momentu setrvačnosti) klikové hřídele.
- 2) Druhým způsobem je **vyvážení momentové**, vývažky jsou umístěny jen na některých zalomeních. Oproti vyvážení silovému je zatížení ložisek a dalších částí větší, ale nedochází k tak velkému nárůstu celkové hmotnosti (a momentu setrvačnosti) klikové hřídele. Vyvážení je provedeno způsobem vyvolávajícím stejně velký, ale opačně orientovaný moment $M_{r_A}^i$. Při momentovém vyvážení navíc dochází k dodatečnému ohybovému namáhání hřídele. S výhodou se toto vyvážení používá u zážehových motorů.

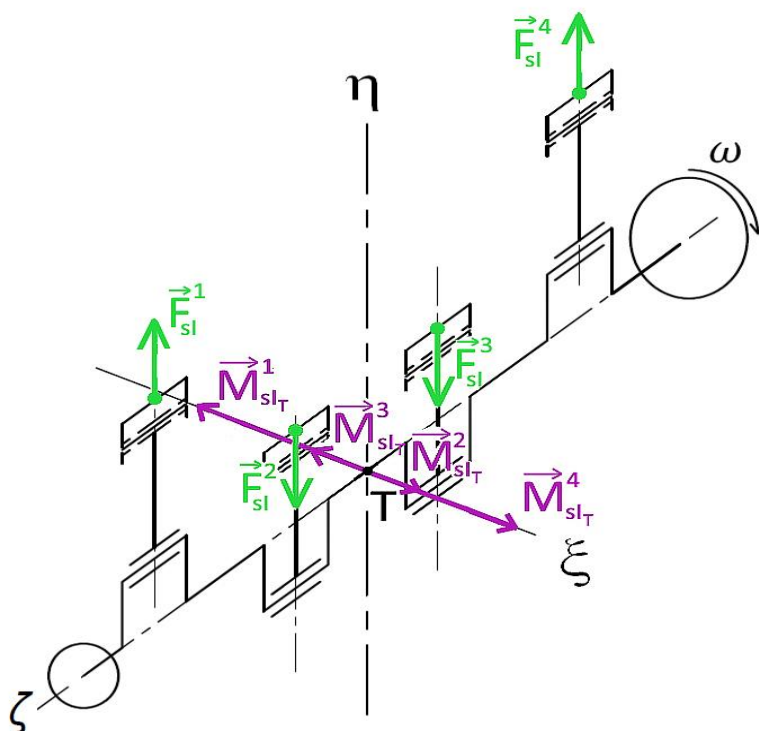
Způsoby vyvážení lze i vhodně kombinovat. Silové a momentové vyvážení je schematicky vyznačeno na Obr. 27. Jelikož se jedná o motor zážehový, jenž pravděpodobně bude provozován v poměrně vysokých otáčkách a častých přechodových stavech, kdy je žádán nízký moment setrvačnosti pro rychlejší akceleraci, volím, po prozkoumání nynějších zvyků při vyvažování zážehových motorů a po poradě s vedoucím diplomové práce, vyvážení momentové, a to částečné.



Obr. 27 Momentové (nahore) a silové (dole) vyvážení pro snížení zatížení hlavních ložisek (tmavé šipky jsou síly vyvažovací, modré puntíky znázorňují rozložení rotačních hmot)

6.3 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Působení setrvačných sil a momentů I. řádu je schématicky znázorněno na Obr. 28.



Obr. 28 Působení setrvačných sil a momentů I. řádu pro konkrétní natočení klikové hřídele

6.3.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Setrvačné síly posuvných částí I. řádu jsou proměnné, co se týče velikosti, směr je stejný (v ose válce), mění se pouze smysl působení. Velikost se pohybuje v závislosti na dále uvedených vztazích. Tato síla má u excentrického klikového mechanismu navíc svou sinusovou složku.

Kosinová složka (stejný výraz jako pro centrický klikový mechanismus):

$$F_{sl_cos} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \text{ [N]} \quad (44)$$

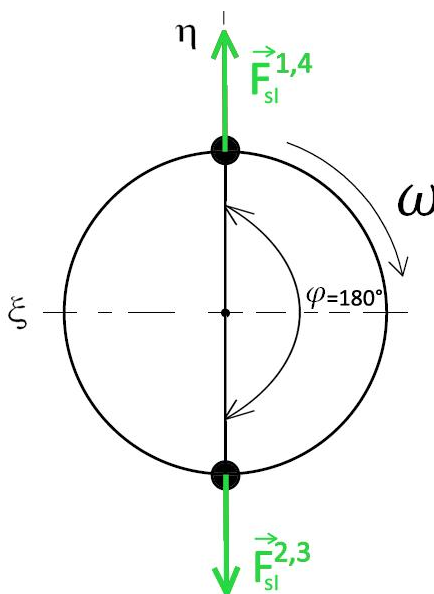
Složka sinová:

$$F_{sl_sin} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) \text{ [N]} \quad (45)$$

A výsledná setrvačná síla posuvných částí I. řádu příslušící jednomu válci (zalomení):

$$F_{sl} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha)) \text{ [N]} \quad (46)$$

Rozložení působení setrvačných sil se zpravidla kreslí do hvězdice, na Obr. 29 je znázorněna hvězdice pro setrvačné síly posuvných částí I. řádu.

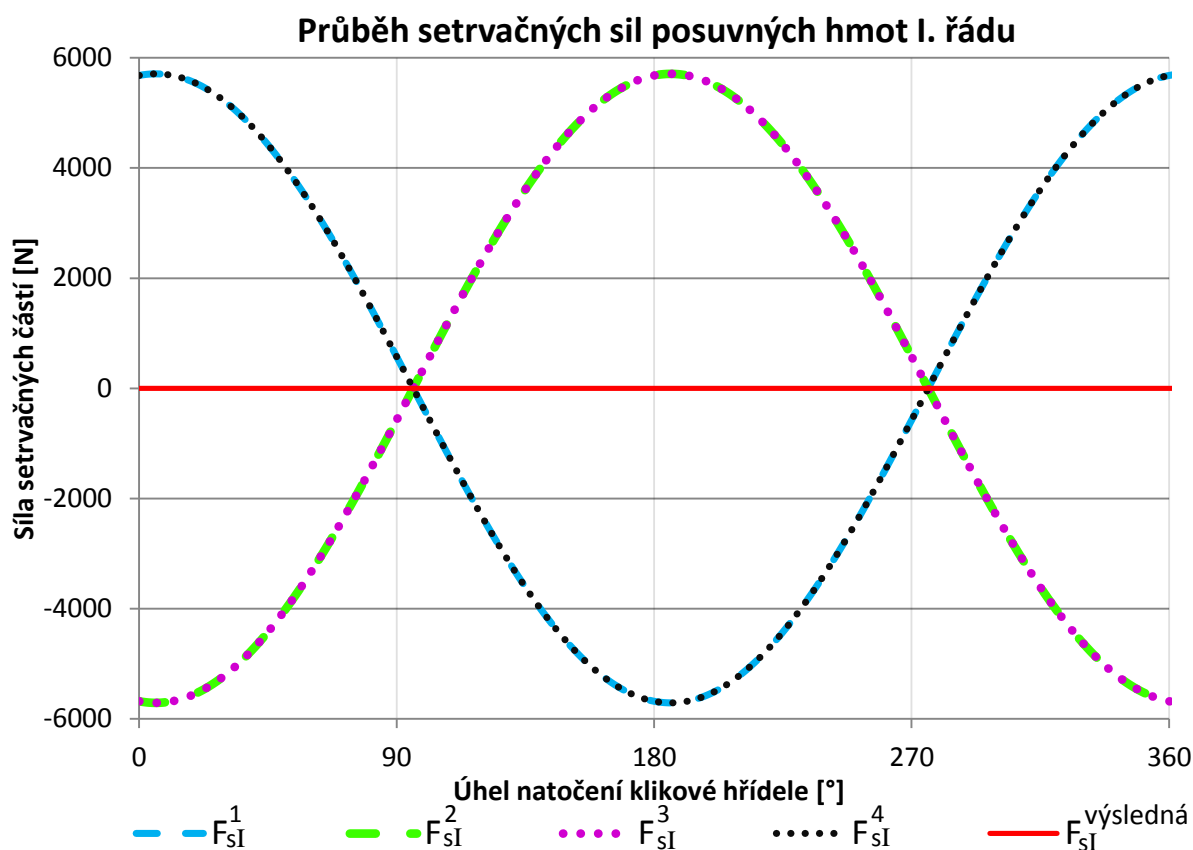


Obr. 29 Setrvačné síly posuvných částí I. řádu - hvězdice

Vzhledem k uspořádání klikové hřídele, kdy se průběh funkce z prvního zalomení posouvá o úhly 0° pro první zalomení, 540° pro druhé zalomení, 180° pro třetí zalomení a 360° pro čtvrté zalomení, se výsledná setrvačná síla posuvných částí I. řádu dá zapsat jako:

$$\sum_{i=1}^4 F_{sl}^i = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (47)$$

Setrvačné síly posuvných částí I. řádu jsou tedy vyváženy přirozeně. Na Obr. 30 je pro lepší znázornění tohoto výsledku uveden graf s celými průběhy jednotlivých setrvačných sil posuvných částí I. řádu i jejich výslednice.



Obr. 30 Průběhy setrvačných sil posuvných částí I. řádu

6.3.2 SETRVAČNÉ MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Setrvačné momenty posuvných částí I. řádu jsou proměnné, co se týče velikosti, směr je stejný (kolmo na osu válce), mění se pouze smysl působení. Velikost se mění v závislosti na velikosti setrvačných sil posuvných částí I. řádu.

Tyto momenty jsem vztáhl k těžišti (viz bod T na Obr. 28). Jednotlivé momenty jsou znázorněny, včetně velikostí rovněž na Obr. 28. Při zvolení vztažného bodu T se i -té momenty příslušící jednotlivým zalomením klikové hřídele vypočtou dle vztahu:

$$M_{slT}^i = F_{sl}^i \cdot x \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (48)$$

kde x je vzdálenost působení setrvačné síly posuvných částí od vztažného bodu [m].

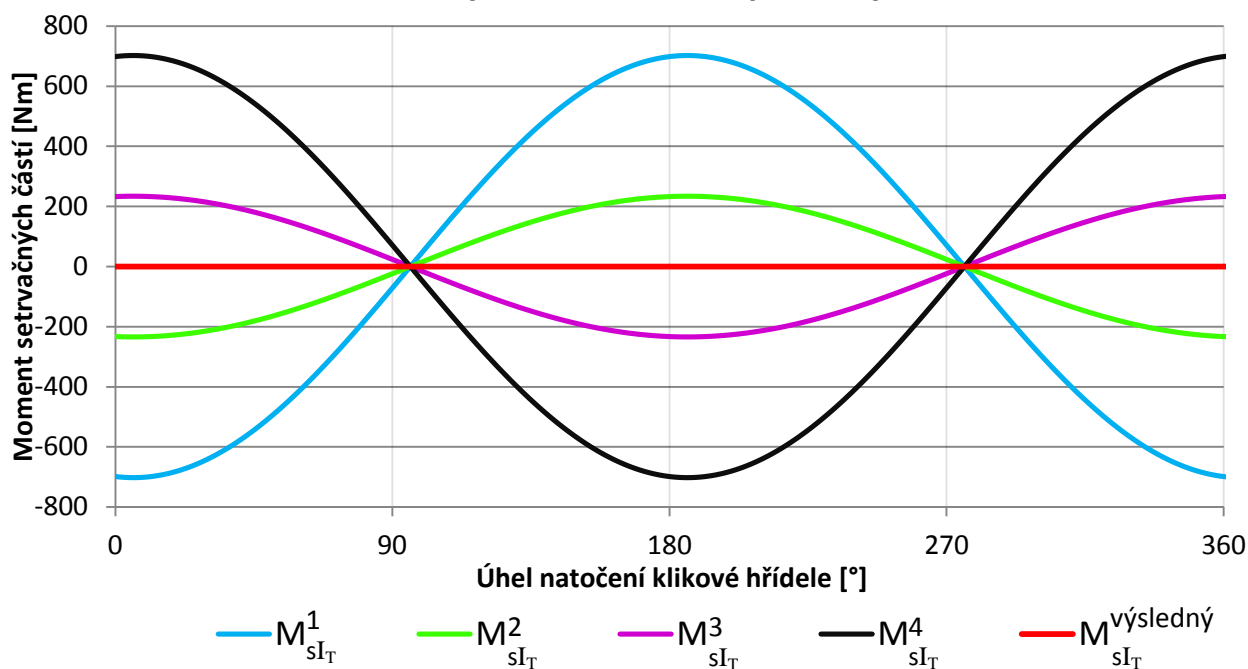
Pro zvolený vztažný bod T , a při použití pravidla pravé ruky pro určení znaménka, platí:

$$\sum_{i=1}^4 M_{slT}^i = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (49)$$

Momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu jsou vyváženy přirozeně. Na Obr. 31 je pro lepší znázornění zobrazen graf s průběhy jednotlivých momentů i momentové výslednice.



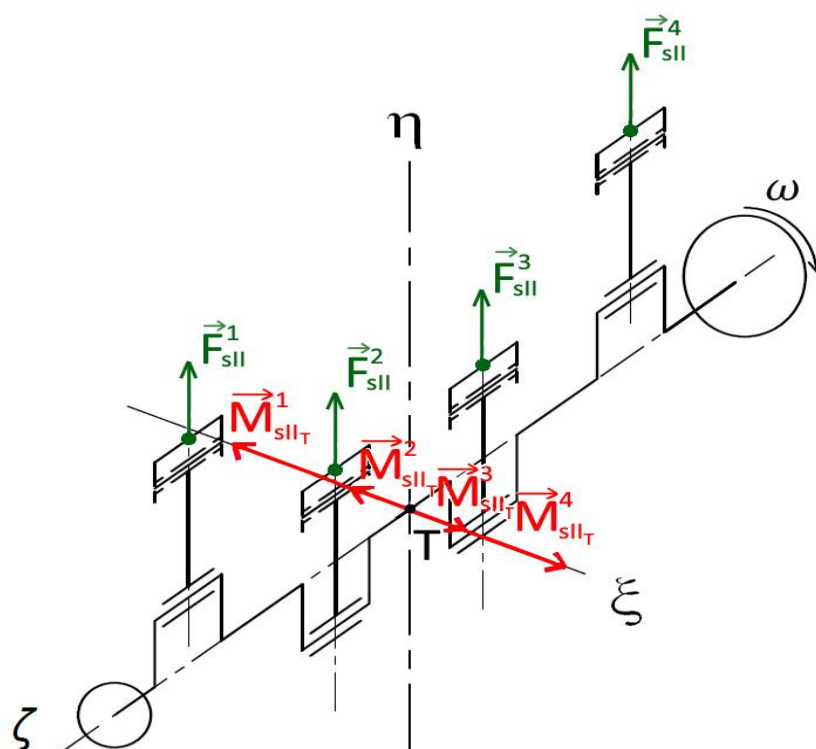
Průběh setrvačných momentů sil posuvných hmot I. řádu



Obr. 31 Průběhy momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu

6.4 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Působení setrvačných sil a momentů I. řádu je schématicky znázorněno na Obr. 32.



Obr. 32 Působení setrvačných sil a momentů II. řádu pro konkrétní natočení klikové hřídele



6.4.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Setrvačné síly posuvných částí II. řádu jsou proměnné, co se týče velikosti, směr je stejný (v ose válce), mění se pouze smysl působení. Velikost se mění v závislosti na natočení klikové hřídele dle dále uvedeného vztahu.

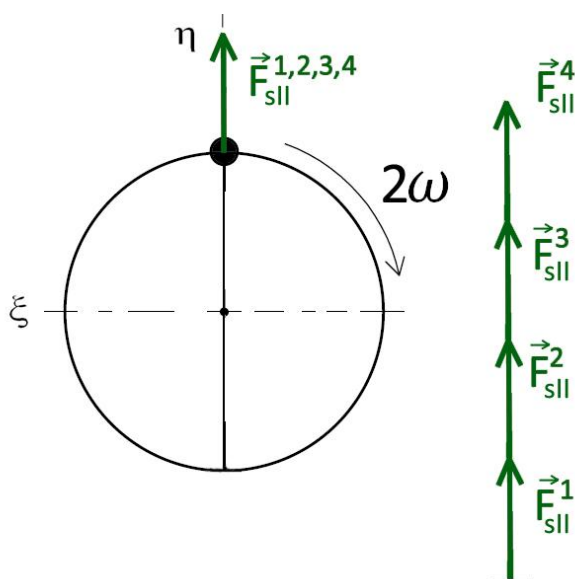
Setrvačná síla posuvných částí II. řádu příslušící jednomu válci (zalomení) se vypočte jako:

$$F_{sII} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \text{ [N]} \quad (50)$$

Vzhledem k uspořádání klikové hřídele, a zvolenému dvojnásobnému úhlu se imaginární ramena klikové hřídele nacházejí v polohách 0° , 1080° , 360° a 720° , což jsou násobky 360° , lze výslednici setrvačných sil posuvných částí II. řádu psát jako:

$$\sum_{i=1}^4 F_{sII}^i = F_{sII, \text{vysl}} = 4 \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \text{ [N]} \quad (51)$$

Působení setrvačných sil se také pro názornost často zakresluje do imaginární hvězdice, jako je na Obr. 33.

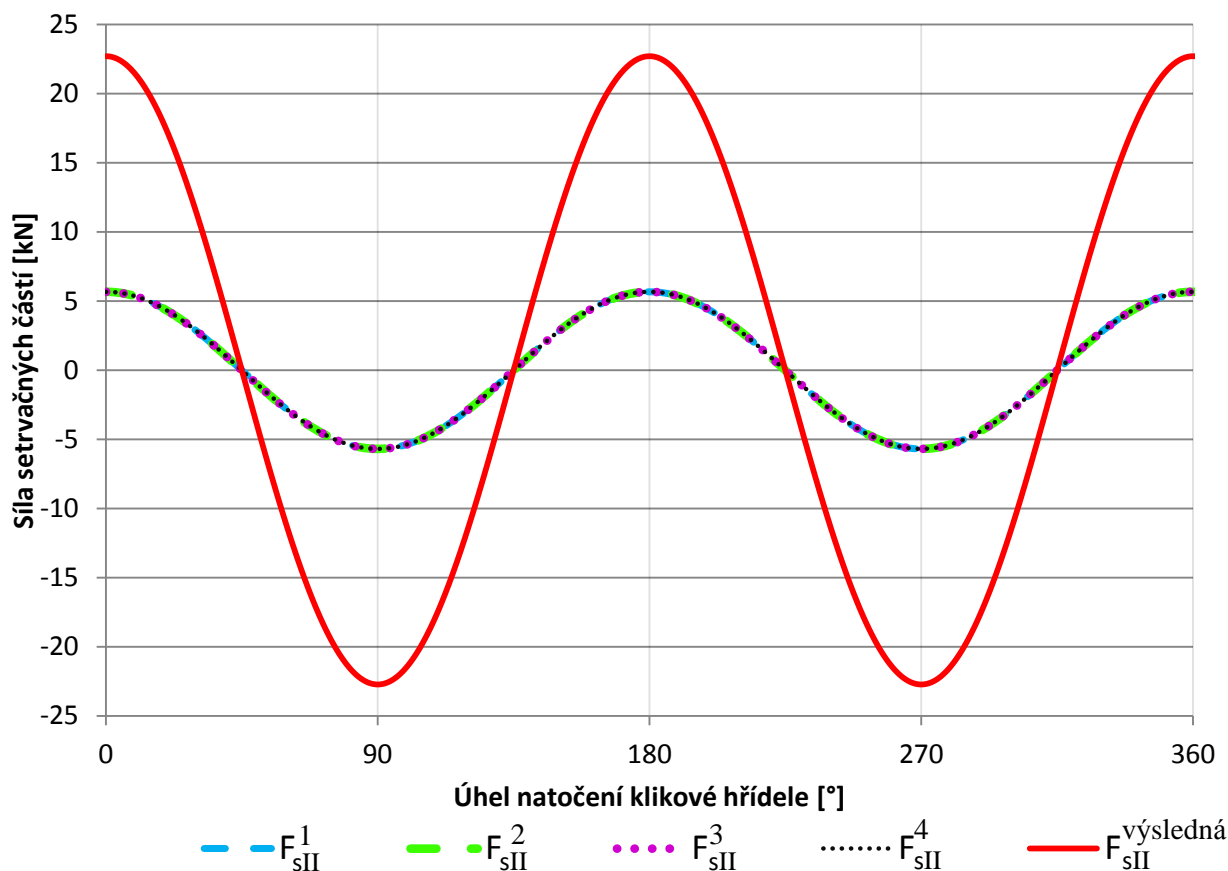


Obr. 33 Setrvačné síly posuvných částí II. řádu – hvězdice

Setrvačné síly posuvných částí II. řádu se tedy do výslednice skládají (působí vždy stejným směrem) a mají vždy hodnotu rovnu čtyřnásobku síly přiřazené jednomu zalomení klikové hřídele. Průběhy jednotlivých sil i výslednice jsou vykresleny na Obr. 34.



Průběh setrvačných sil posuvných hmot II. řádu



Obr. 34 Průběhy setrvačných sil posuvných částí II. řádu

6.4.2 SETRVAČNÉ MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Setrvačné momenty posuvných částí II. řádu jsou proměnné, co se týče velikosti, směr je stejný (kolmo na osu válce), mění se pouze smysl působení. Velikost momentu se mění v závislosti na průbězích jednotlivých setrvačných sil posuvných částí II. řádu.

Tyto momenty jsem vztáhl k těžišti (viz bod T na Obr. 32). Jednotlivé momenty jsou znázorněny, včetně poměrných velikostí rovněž na Obr. 32. Při zvolení vztažného bodu T se i -té momenty příslušící jednotlivým zalomením klikové hřídele vypočtou dle vztahu:

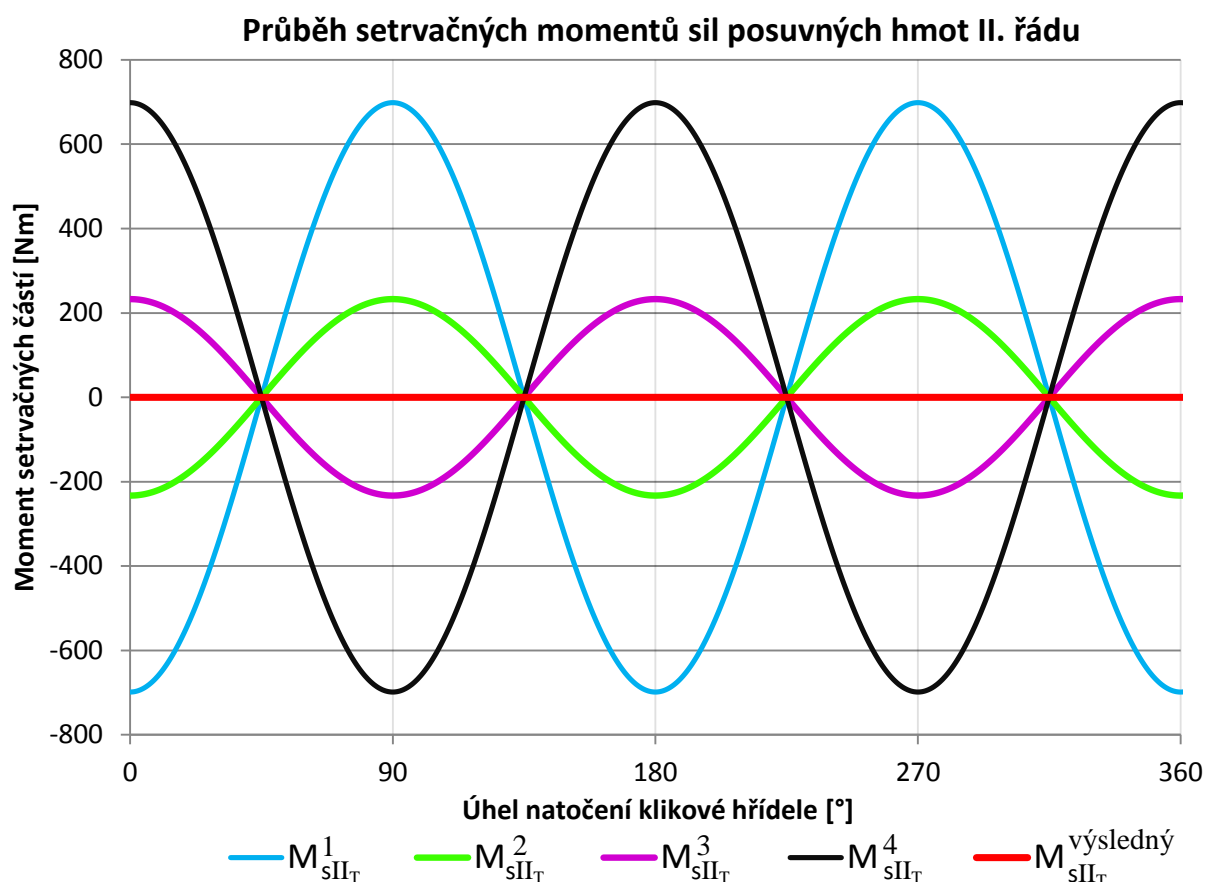
$$M_{sII_T}^i = F_{sII}^i \cdot x \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (52)$$

Pro zvolený vztažný bod T , a při použití pravidla pravé ruky pro určení znaménka, platí:

$$\sum_{i=1}^4 M_{sII_T}^i = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (53)$$



Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu jsou vyváženy přirozeně. Na Obr. 35 je pro lepší znázornění zobrazen graf s průběhy jednotlivých momentů i momentové výslednice.



Obr. 35 Průběhy momentů setrvačných sil posuvných částí II. řádu

6.5 ZHODNOCENÍ Vlivu EXCENRICITY NA VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

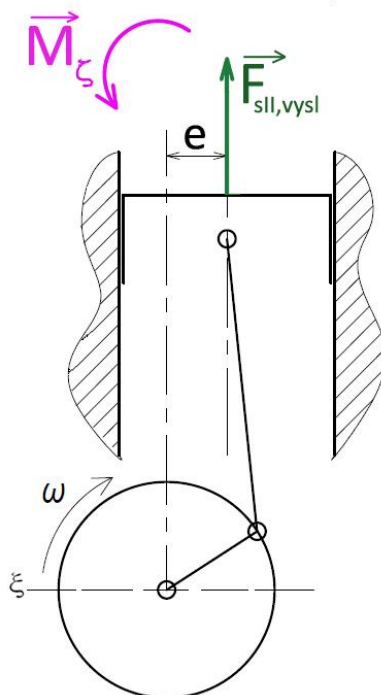
Z výsledků výpočtů **setrvačných sil a momentů rotujících částí** vyplývá, že **excentricita** klikového mechanismu **nemá** v porovnání s mechanismem centrickým **žádný** přímý **vliv** na vyváženost klikové hřídele řešeného motoru. Řešený mechanismus je z hlediska těchto sil a momentů vyvážen přirozeně. Nicméně zpravidla se používá vyvážení pro snížení zatížení hlavních ložisek a dalších částí (vyvážení je předmětem Kap. 7.2).

SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

K obdobným závěrům lze dojít i v případě **setrvačných sil a momentů posuvných částí I. řádu**. I zde platí přirozená vyváženost.

SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

V případě **setrvačných sil posuvných částí II. řádu** také nedochází pro řešený klikový mechanismus ke změnám oproti mechanismu centrickému, tyto síly však **nejsou přirozeně vyváženy**, vždy působí stejným směrem a způsobují tedy nevyváženost. O způsobech vyvážení těchto sil je pojednáváno v Kap.7.3. Vzhledem ke skládání účinků sil a excentricitě klikového mechanismu dochází ke změně působení na uložení motoru. Oproti mechanismu centrickému je změna způsobena novou složkou momentu v podobě příčného klopného momentu M_ζ , jehož způsob vzniku je znázorněn Obr. 36. Tento moment způsobí změnu v působení na uložení motoru – jedná se ale pouze o složku celkového točivého momentu působícího na uložení, a tak nelze přímo určit, že se jedná o důsledek negativní. Lze pouze konstatovat jistou změnu.



Obr. 36 Vznik přídavného příčného klopného momentu

Složka celkové reakce k točivému momentu – přídavný příčný klopný moment roste lineárně s excentricitou a jeho velikost lze vypočítat jako:

$$\vec{M}_\zeta = \vec{F}_{sII, vysl} \cdot e \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (54)$$

kde $F_{sII, vysl}$ je výslednice vektorového součtu setrvačných sil posuvných částí II. řádu [N].

SETRVAČNÉ MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Momenty **setrvačných sil posuvných částí II. řádu** jsou **vyváženy přirozeně**. Nenastává tedy změna oproti mechanismu centrickému a z vyosení mechanismu neplyne v tomto směru žádná nevýhoda.

**ZÁVĚREČNÉ ZHODNOCENÍ VLIVU EXCENTRICITY NA VYVÁŽENOST KLIKOVÉHO MECHANISMU**

Závěrem této podkapitoly lze konstatovat, že z hlediska vyvážení klikového mechanismu má excentricita, na rozlišovací úrovni této práce, přímý vliv pouze na vznik přídatného příčného klopného momentu motoru, který změni průběh působení reakce na celkový točivý moment motoru a jiné odlišnosti od mechanismu centrického nevznikají.

Ačkoli jsou síly navenek vyváženy, bude mít excentricita a její ovlivnění zrychlení posuvných hmot důsledek na chod motoru. Kliková hřídel není dokonale tuhá, a tak bude, při nerovnoměrnosti zrychlení při pohybech z horní do dolní úvratě a naopak, deformována jiným způsobem než v případě centrického klikového mechanismu. Předpokládám tedy, že dojde ke změně vibrací a tím i akustického projevu motoru.

Vzhledem k tomu, že excentricita klikového mechanismu nemá, při této konkrétní konfiguraci klikové hřídele čtyřválcového motoru, **žádný přímý negativní vliv, považuji excentricitu 14 mm volenou jako vhodnou z hlediska snížení ztrát mezi pláštěm pístu a vložkou válce za vyhovující i z hlediska vlivu na vyvážení motoru. Vzhledem k používaným excentricitám soudobých motorů a doporučení diskutovaných v Kapitole 5.2, potvrzuji tímto tedy své rozhodnutí o volbě excentricity.** Dále se tato práce zabývá již pouze výpočty, které nebudou obsahovat excentricitu jako jednu z proměnných hodnot.



7 NÁVRH KLIKOVÉ HŘÍDELE A VYVÁŽENÍ

7.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA ULOŽENÍ MOTORU

Výpočtem byly zohledněny pouze teoretické průběhy setrvačných sil a z nich vznikajících momentů. Bude tedy provedeno vyvážení funkční a neuvažují se odchylky způsobené pružností součástí, mírně odlišnými zátěžnými podmínkami, nehomogenitou materiálů a rozměrovými a geometrickými tolerancemi.

Jak je obecně známo, na uložení motoru působí pouze síly, které jsou navenek nevyváženy (v řešeném případě setrvačné síly posuvných částí II. řádu), a také točivý moment motoru (resp. uložení zachytává moment opačného smyslu působení).

Motor je uložen na silentblocích, což jsou gumové součásti, které omezují přenos vibrací z motoru dále na karoserii vozidla. Vzhledem k obecnému tvaru amplitudo-frekvenční charakteristiky a faktu, že se uložení motorů volí a konstruuje tak, aby bylo nadrezonanční, je jasné, že uložení bude při buzení vyšší frekvencí vykazovat menší výchylky, což je pro řešený motor zvláště výhodné s ohledem na skutečnost, že jeho nevyváženost je způsobena silami s dvojnásobnou frekvencí vzhledem k frekvenci otáčení klikové hřídele.

7.2 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ PRO SNÍŽENÍ ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Způsoby vyvážení setrvačných sil rotujících částí, resp. účinků jejich momentů již byly analyzovány v Kap. 6.2. Zvoleno je momentové vyvážení v návrhovém rozsahu cca 75%, který bude upraven v závislosti na konkrétních tvarových možnostech a s kontrolou na případný kontakt vývažku s pístem. Vztahy pro základní návrhové parametry vývažků jsou uvedeny níže.

Pro momentové vyvážení daného uspořádání klikové hřídele se používá pro vyvážení momentů rotujících částí (a tím pro snížení namáhání hlavních ložisek klikové hřídele) upořádání čtyř vývažků umístěných na dvou ramenech nejbližšího středu mezi druhým a třetím zalomením a dále na dvou krajních ramenech (první a čtvrté zalomení) –znázorněno na Obr. 37. Takto umístěné vývažky kontrují účinky dvojice sil $\vec{F}_{src}^1, \vec{F}_{src}^2$ a $\vec{F}_{src}^3, \vec{F}_{src}^4$, které vytvářejí zatěžující momenty \vec{M}_{r12} a \vec{M}_{r34} . Vyvažovací síly od jednotlivých vývažků jsou označeny $\vec{F}_{vr}^1, \vec{F}_{vr}^2$ a $\vec{F}_{vr}^3, \vec{F}_{vr}^4$ a vyvolávají momenty \vec{M}_{rv12} a \vec{M}_{rv34} působící v opačném smyslu.

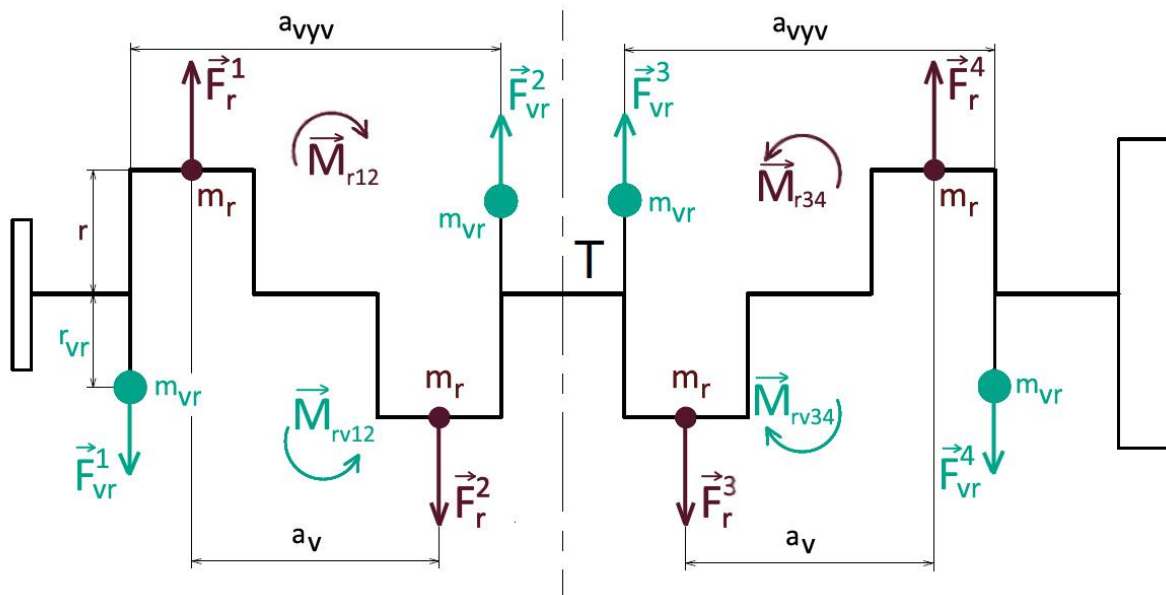
Vzdálenosti vývažků jsou označeny jako a_{vyv} , vzdálenosti působení setrvačných sil rotujících částí, což je vlastně hodnota rozteče válců, jsou označeny jako a_v .

Pro návrh vlastností vývažků a pro výše uvedenou podmínku vyvážení na 75% platí, při geometrii dle Obr. 37, rovnice:

$$m_{vr} \cdot r_{vr} = 0,75 \cdot m_r \cdot r \cdot \frac{a_v}{a_{vyv}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (55)$$

kde a_{vyv} je vzdálenost mezi vývažky [m], a_v je rozteč válců [m], r_{vr} je vzdálenost těžiště vlastního vývažku od osy klikové hřídele [m] a m_{vr} je hmotnost jednoho vývažku [kg].

Hodnota součinu $r_{vr} \cdot m_{vr}$ reprezentuje fakt, že umístění vývažku na klikové hřídeli je závislé především na geometrii vývažku, která určuje jak hmotnost, tak těžiště vývažku. V Obr. 37 jsou veškeré veličiny a geometrie související s vývažky označeny zelenomodrou barvou.



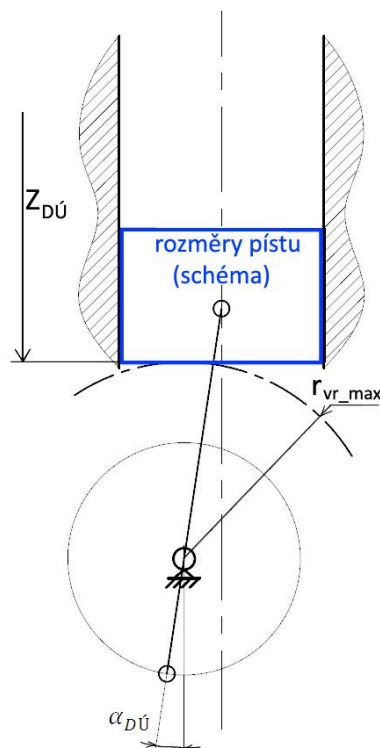
Obr. 37 Principiální schéma momentového vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí pro snížení zatížení ložisek

7.2.1 URČENÍ MAXIMÁLNÍ VZDÁLENOSTI HRANY VÝVAŽKU OD OSY OTÁČENÍ

Přestože je geometrie vývažku zatím určena pouze nepřímými svazujícími rovnicemi výše, je nutné si uvědomit, že je vývažek nutno volit s ohledem na geometrii prostoru v bloku motoru. Především je nutné omezit vzdálenost těžiště vývažku od osy klikové hřídele tak, aby nedošlo ke kontaktu vývažku se spodní hranou pístu v dolní úvratí.

Při známé maximální vzdálenosti spodní hrany pístu od osy pístního čepu (dle tolerancí na výrobním výkresu) $a_{hpmax} = 19,925 \text{ mm}$ lze určit maximální vzdálenost nejzazší hrany vývažku od osy klikové hřídele.

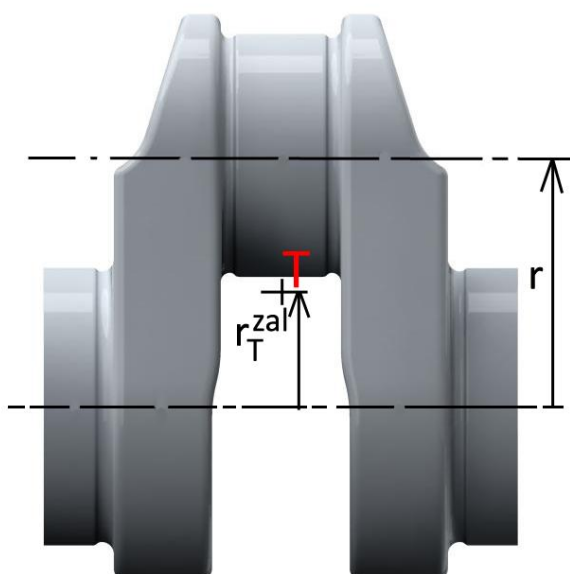
Znázornění této podmínky bylo řešeno pro variantu natočení klikové hřídele do takové polohy, aby byl píst v nejnižší poloze, tedy pro polohu dolní úvratí ($\alpha_{DÚe=14mm} = 188^\circ 31'$). Poloha pístu v dolní úvratí s vyznačeným maximálním rozměrem vývažku je vyobrazena na Obr. 38. Z nákresu je patrné, že maximální vzdálenost hrany vývažku od osy klikové hřídele může být cca $73,5 \text{ mm}$, aby tak nedošlo ke kontaktu spodní hrany pístu s vývažkem při rotaci. Vývažek tedy bude konstruován ve 3D CAD softwaru s ohledem na uvedený požadavek.



Obr. 38 Omezení maximálních rozměrů vývažky z hlediska kolize s pístem

7.2.2 STANOVENÍ PARAMETRŮ VÝVAŽKŮ

Vzhledem k přejímání základních parametrů a tvaru výchozí klikové hřídele byla zachována i rozteč válců a po vymodelování v 3D CAD softwaru Creo Parametric 2.0, byla zjištěna vzdálenost mezi vývažky. Vývažek byl posléze navržen dle těchto parametrů.



Obr. 39 Model zalomení s vyznačeným skutečným (r_T^{zal}) a redukovaným (r) těžištěm



Redukovaná hmotnost zalomení se vypočte dle vztahu:

$$m_{zal}^{red} = m_{zal} \cdot \frac{r_T^{zal}}{r} \quad [\text{kg}] \quad (56)$$

kde m_{zal} je hmotnost zalomená zjištěná v programu Creo [kg], r_T^{zal} je vzdálenost těžiště vlastního zalomení od osy otáčení klikové hřídele [m].

Pro tvorbu vývažků byl použit software PTC Creo Parametric, po veškerých dodatečných úpravách **bylo dosaženo vyvážení na cca 72%**. Parametry vývažků jsou uvedeny v Tab. 9 v Kap. 7.4.

7.3 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Existuje několik možností, jak se vypořádat se setrvačnými silami posuvných částí II. řádu v případech, kdy se jejich účinky přirozeně nevyrušují. Konstrukčně nejjednodušší je nechat tyto síly v plné míře působit na uložení motoru. Jediným skutečným způsobem vyvážení řešeného mechanismu je poté použití dvou protiběžných vyvažovacích hřídelí.

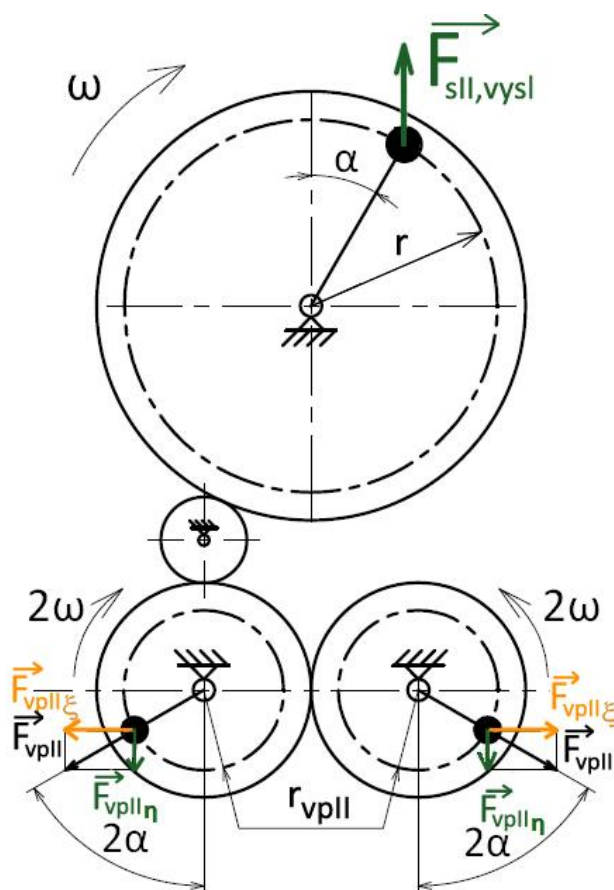
7.3.1 VYVÁŽENÍ DVĚMA PROTIBĚŽNÝMI VYVAŽOVACÍMI HŘÍDELEMI

Jedná se o řešení daného problému, kdy je vyrovnání působení výsledné setrvačné síly posuvných částí II. řádu provedeno dvěma protiběžnými hřídelemi, které se otáčejí dvojnásobnou úhlovou rychlostí oproti hřídeli klikové. Na obou hřídelích jsou symetricky umístěna závaží určitých parametrů. Vzhledem k tomu, že se jedná o vyvážení síly působící v jedné přímce (ose válce) s proměnnou velikostí a orientací prostřednictvím sil rotujících, nutně tak vzniká složka síly kolmá na požadovaný směr vyvážení. Tato složka vyvažovací síly je v každém okamžiku eliminována díky protiběžnosti hřídelí vytvořením dvou stejně velkých, opačně orientovaných sil tak, jak je znázorněno na Obr. 40.

Na Obr. 41 je pak znázorněna výsledná setrvačná síla posuvných částí II. řádu a výsledná vyvažovací síla v požadovaném směru, která vzniká v důsledku otáčení protiběžných hřídelí. Celková výslednice je nulová a tímto způsobem lze setrvačnou sílu posuvných částí II. řádu vyvážit v plném rozsahu.

Celková vyvažovací síla jedné vyvažovací hřídele se vypočte dle vztahu:

$$F_{vpII} = m_{vpII} \cdot r_{vpII} \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos(2\alpha) \quad [\text{N}] \quad (57)$$



Obr. 40 Princip vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu prostřednictvím dvou protiběžných vyvažovacích hřídelí

Vyvážení musí být provedeno, vzhledem k rovnicím (51) a (57) dle následující rovnosti výrazů (silová rovnováha):

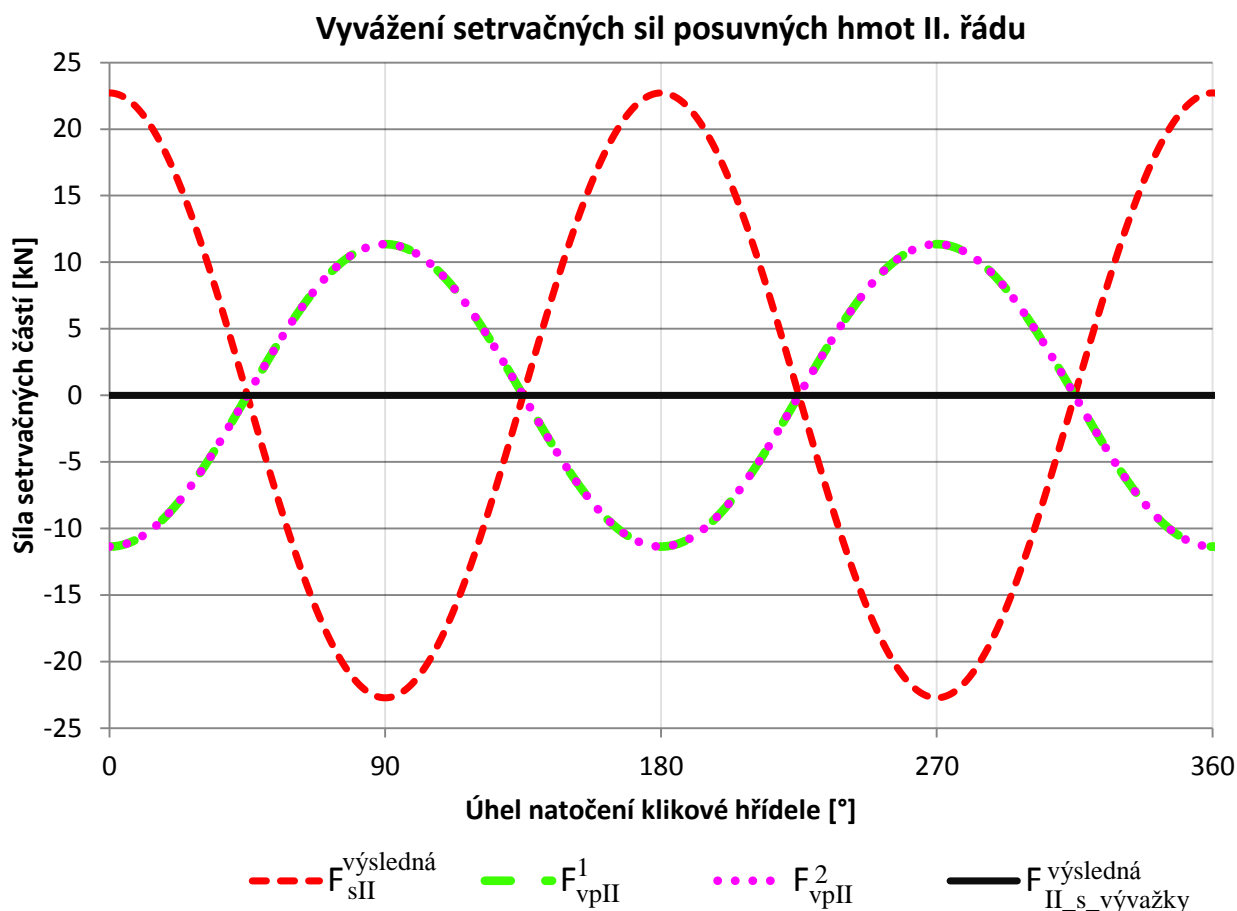
$$2 \cdot m_{vpII} \cdot r_{vpII} \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos(2\alpha) = 4 \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \quad [\text{N}] \quad (58)$$

Kde m_{vpII} je hmotnost vývažku na jedné vyvažovací hřídeli [kg] a r_{vpII} je vzdálenost těžiště vlastního vývažku od osy vyvažovací hřídele [m].

Po úpravě pak pro konkrétní parametry vývažků, dle označení na Obr. 40, platí vztah:

$$m_{vpII} \cdot r_{vpII} = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot r \cdot \lambda \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (59)$$

Hodnota součinu $m_{vpII} \cdot r_{vpII}$ reprezentuje fakt, že umístění vývažků na protiběžných vyvažovacích hřídelích záleží především na geometrii vývažku, která určuje jak hmotnost, tak těžiště vývažku.



Obr. 41 Průběh výslednice setrvačné síly posuvných částí II. řádu, průběh vyvažovacích sil z vyvažovací jednotky II. řádu, průběh výsledné síly

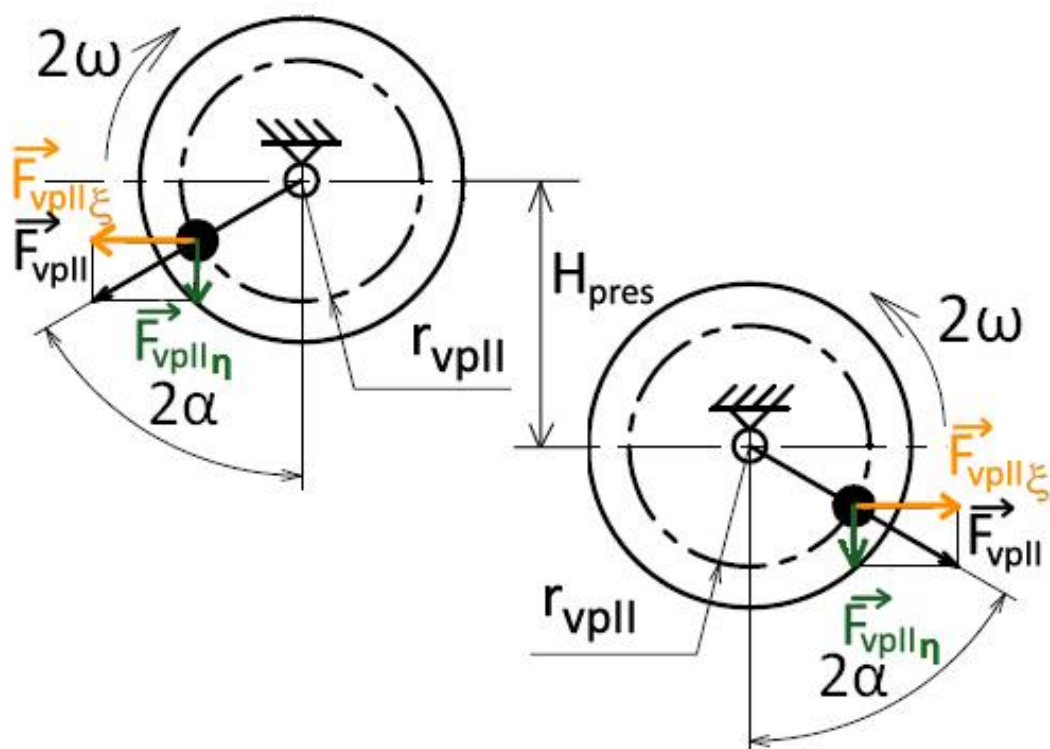
7.3.2 VYVÁŽENÍ DVĚMA PŘESAZENÝMI PROTIBĚŽNÝMI VYVAŽOVACÍMI HŘÍDELEMI

Pokud by zástavbové rozměry a způsob pohonu protiběžných hřídelí s dostatečnou snadností umožňovaly hřídele uložit v jiné výšce (ve vertikálním směru), došlo by tak k přidanému pozitivnímu efektu – vyvážení II. řádu tečné složky setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici. [15]

Schéma, ze kterého je patrný rozdíl oproti vyvážení dvěma protiběžnými vyvažovacími hřídelemi, které jsou ve stejné výšce je znázorněno na Obr. 42. Přesazení vyvažovacích hřídelí je označeno jako H_{pres} .

Hmotnosti vývažků by měly být totožné jako v předchozím případě. Pro výškové přesazení, z hlediska úplného vyvážení II. řádu tečné složky setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici platí [15]:

$$H_{pres} = l \text{ [m]} \quad (60)$$



Obr. 42 Princip vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu prostřednictvím dvou výškově přesazených protiběžných vyvažovacích hřídelí

7.3.3 PONECHÁNÍ NEVYVÁŽENOSTI

V tomto případě jsou negativní důsledky působení setrvačných sil (vibrace a hluk) tlumeny pouze za pomoci vhodného uspořádání a konkrétního konstrukčního provedení uložení motoru v silentblocích či jiných prvcích izolujících karoserii od motoru. Nevyvážení setrvačné síly posuvných částí II. řádu bylo v nedávné minulosti a je i v současnosti poměrně časté. [16]

Výhodou nepoužití vyvažovacích hřídelí je lehčí, menší, jednodušší a tím i celkově levnější konstrukce motoru, navíc není nutno řešit problémy s mazáním a hlukem ložisek vyvažovacích hřídelí. Potlačení těchto negativních jevů je v praxi relativně komplikované. Proto se konkrétním konstrukčním návrhem vyvažovacích hřídelí tato práce nezabývá.

7.4 SHRUTÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ NAVRŽENÉHO KLIKOVÉ HŘÍDELE

Pro co nejjednodušší přechod na použití excentrického klikového mechanismu (zachování co největšího počtu dílů původního motoru), jsou přejaty základní parametry původní klikové hřídele pro tříválcový motor. Podkladem byl technický výkres klikové hřídele výchozího tříválcového motoru. V 3D CAD programu PTC Creo Parametric 2.0 byl vytvořen model klikové hřídele pro řešený čtyřválcový motor s navrhovaným momentovým vyvážením (software je k dispozici na pracovních počítačových stanicích na ÚADI). Na Obr. 43 je



pohled na model celé klikové hřídele, její základní parametry jsou uvedeny v Tab. 9. Základní parametry vycházely z výkresové dokumentace výrobce motoru.



Obr. 43 Pohled na klikovou hřídel

Tab. 9 Parametry navrženého klikové hřídele

Parametr	Hodnota	Jednotka
Celková délka klikové hřídele	428,1	[mm]
Celková hmotnost klikové hřídele	10,38	[kg]
Celkový moment setrvačnosti klikové hřídele	0,013247	[kg·m ²]
Poloměr kliky	43,45	[mm]
Rozteč válců	82,0	[mm]
Průměr hlavního čepu	48,0	[mm]
Délka hlavního čepu	24,2	[mm]
Průměr ojnicního čepu	42,0	[mm]
Délka ojnicního čepu	20,8	[mm]
Tloušťka ramene zalomení	18,5	[mm]
Vzdálenost mezi krajním a středním vývažkem	122,8	[mm]
Hmotnost jednoho vývažku	0,518	[kg]
Vzdálenost těžiště vývažku od osy klikové hřídele	39,18	[mm]

Geometrie příruby pro setrvačnick a části hřídele, na které je umístěna řemenice, byly rovněž převzaty z výkresové dokumentace výchozí klikové hřídele.

ZPŮSOB MAZÁNÍ²

Mazání klíčových částí klikového je řešeno dle soudobých standardů. Z bloku motoru je mazivo dopravováno k hlavním ložiskům, od jednotlivých hlavních ložisek je vedeno skrze

² Schéma napojení mazacích kanálků se nachází v Příloze 6.



klikovou hřídel pomocí mazacích kanálků. Kanálky rozvádějí mazivo k příslušným ojnicím čepům. Rozměry mazacích kanálků a jejich vyústění je navrženo dle výchozí hřídele. Během konstrukce byly také dodržovány obecné zásady – např. mazací kanálek nikdy nesmí vyúsťovat do ojnicího čepu tak, aby byl jeho přívod v oblasti působení maximální síly v ose válce a běžně tak nedocházelo ke zmenšení mazací vrstvy kluzného ložiska, či dokonce jejího vymizení a tím ke zvýšenému opotřebení. V návrhu proto mazací kanálek vyúsťuje do oblasti, která je v momentu natočení kliky do své horní polohy o 30° pootočena (hodnota byla volena dle výkresové dokumentace výchozí klikové hřídele). Horní úvrat' je při zvolené excentricitě 14 mm posunuta o cca 4° , rozhodl jsem se však zachovat původní sklon mazacích kanálků. Mazacími kanálky jsou spojeny (při číslování od řemenice) 1. Hlavní ložisko (dále HL) a 1. Ojnicí ložisko (dále OL), 2. HL a 2. OL, 4. HL a 3. OL a 5. HL a 4. OL; 3. HL mazací kanálek vedoucí k ložisku ojnicímu nemá, slouží jako axiální a je mu dodáváno mazivo otvorem v bloku motoru, stejně jako v případě zbylých HL.

MATERIÁL HŘÍDELE

Materiál volím nízkolegovanou ocel k zušlechťování se snadnou obrobiteľností ČSN 15 230 (povrchově broušená a se zakalenými přechody ojnicích a hlavních čepů do ramen). Kliková hřídel bude zhotovena kováním s následným obrobením funkčních povrchů. Základní mechanické charakteristiky materiálu jsou uvedeny v Tab. 10.

Tab. 10 Základní mechanické vlastnosti ocele 30CrV2 [21]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	R_m	780	[Mpa]
Mez kluzu	R_e	635	[Mpa]
Mez únavy (tah/tlak, střídavý symetrický cyklus)	σ_{cTAH}	370	[Mpa]
Mez únavy (ohyb, střídavý symetrický cyklus)	σ_{COHYB}	450	[Mpa]

Pokud by se při následné kontrole klikové hřídele vůči únavovému poškození ukázal materiál nevhodný, byla by provedena změna konstrukce hřídele v návaznosti na zjištěné nebezpečné místo, nebo by byl zvolen materiál alternativní. Možné je použití nízkolegované oceli k zušlechťování ČSN 15 142 se stejnou technologickou úpravou a metodou zhotovení hřídele. Základní mechanické charakteristiky materiálu jsou uvedeny v Tab. 11.

Tab. 11 Základní mechanické vlastnosti ocele 42CrMo4 [20]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	R_m	1283	[Mpa]
Mez kluzu	R_e	900	[Mpa]
Mez únavy (tah/tlak, střídavý symetrický cyklus)	σ_{cTAH}	525	[Mpa]
Mez únavy (ohyb, střídavý symetrický cyklus)	σ_{COHYB}	495	[Mpa]



8 KMITÁNÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Kmitání klikové hřídele způsobuje její přídavné periodické namáhání, což vedlo, v době před objevením významnosti torzních kmitů a z nich plynoucích rezonancí, k častým poruchám klikových hřídelí – k únavovým lomům. Dnes je význam kmitání klikové hřídele znám. Kmitání je důsledkem pružnosti klikové hřídele a rozeznáváme tři základní druhy kmitání [17]:

- 1) kmitání ohybové, kolmo k ose hřídele,
- 2) kmitání torzní (kroutivé), kolem osy hřídele,
- 3) kmitání podélné (osové), ve směru osy hřídele.

KMITÁNÍ OHYBOVÉ (KOLMO NA OSU)

Je vyvoláno budícími periodickými silami v ose válce (kolmo na osu hřídele). Budící síly se skládají z harmonických složek výsledných tangenciálních a radiálních sil působících na ojnicí čepy. K rezonancím dochází v případě, že frekvence některé z budících sil, daná násobkem otáček a řádu harmonických složek, souhlasí s některou vlastní frekvencí ohybového kmitání, pak dochází k negativnímu jevu, který se nazývá rezonance. [17]

Frekvence vlastního ohybového kmitání záleží především na vzdálenosti mezi uložením klikové hřídele v hlavních ložiscích. Malé vzdálenosti obecně znamenají vysoké vlastní frekvence, v průběhu provozu motoru pak nedochází k nebezpečným rezonancím. Vliv na frekvence vlastního kmitání má také způsob uložení hřídele, tuhost ložisek, ale i tuhost klikové skříně a uložení motoru. [17]

KMITÁNÍ PODÉLNÉ (OSOVÉ)

Periodicky dochází k prodlužování a zkracování hřídele. Tento druh kmitání je považován za nejméně nebezpečný a zpravidla lze říci, že způsobuje nejmenší přídavné namáhání klikové hřídele. [17]

KMITÁNÍ TORZNÍ

Kmitání torzní, je považováno za mnohem nebezpečnější než kmitání osové či ohybové. Torzní kmitání dělíme na vlastní a vynucené. Vlastní torzní kmitání je důsledkem samotné geometrie a uspořádání klikové hřídele. Kmitání vynucené je způsobeno proměnlivostí kroutícího/točivého momentu v čase a je provázeno zejména výraznými rezonancemi, kdy se frekvence vlastního kmitání shoduje s frekvencí budící – torzní kmity pak dosahují vysokých hodnot. Torzní kmity mají velký vliv na rovnoměrnost chodu motoru a z ní vyplývající klidnost chodu, hlučnost a vznikající vibrace. [17]

8.1 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Pro výpočet vlastního torzního kmitání se klikové ústrojí převádí na náhradní torzní soustavu. Z ní se pak určují příslušné frekvence vlastního torzního kmitání (pro praxi jsou nejdůležitější první a druhá vlastní frekvence). Z těchto vlastních frekvencí se poté určují kritické (rezonanční) otáčky. Následně je provedena kontrola, zda se tyto otáčky nacházejí v provozních otáčkách motoru. Pokud rezonanční otáčky zasahují do provozní oblasti motoru, zkoumá se jejich vydatnost a výsledný vliv – zejména pak výchylky (úhlové natočení) částí klikové hřídele. Je



nutné rozhodnout, zda není potřebné učinit opatření nebo je nezbytné utlumit (snížit) kmity klikového ústrojí, a to buď jiným konstrukčním uspořádáním (případně provedením jednotlivých částí) nebo použitím hltiče (tlumiče torzních kmitů). [17]

Obecně se u víceválcových motorů s tlumiči torzních kmitů setkáváme. Vzhledem ke skutečnosti, že řešeným motorem je motor čtyřválcový, existuje reálný předpoklad, že použití tlumiče torzních kmitů bude vhodné. Diskuze na toto téma je provedena dále.

8.1.1 NÁHRADNÍ SOUSTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU

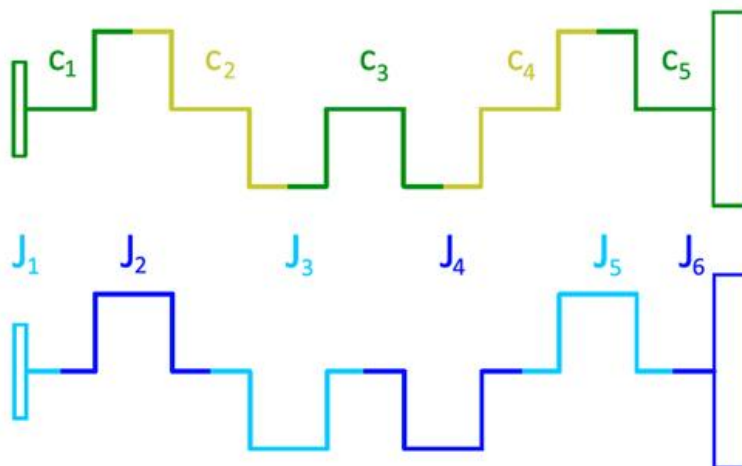
Společně s klikovou hřídelí kmitá celé klikové ústrojí včetně všech připojených hmot. Jako příklad připojené hmoty lze uvést rozvodový mechanismus, jehož kmitání je, jak je obecně známo, zvláště nežádoucí z hlediska ovlivňování průběhů zdvihu ventilů a únavovému poškozování. Torzní kmitání celého klikového ústrojí je značně složitým problémem a jeho analytický výpočet probíhá ve zjednodušené, dynamicky ekvivalentní, náhradní soustavě (diskrétní torzní model). [17]

Pro potřeby výpočtu vlastních (ale i vynucených) torzních kmitů se klikové ústrojí redukuje soustavu znázorněnou na Obr. 45. Zde jsou označeny i parametry soustavy, tj. momenty setrvačnosti jednotlivých hmotných kotoučů (reprezentující části klikového ústrojí) spojených nehmotnou válcovou hřídelí (s příslušnými torzními tuhostmi). Na Obr. 44 jsou barevně odlišeny úseky klikové hřídele, které vstupují do výpočtu hmot a výpočtu tuhostí.

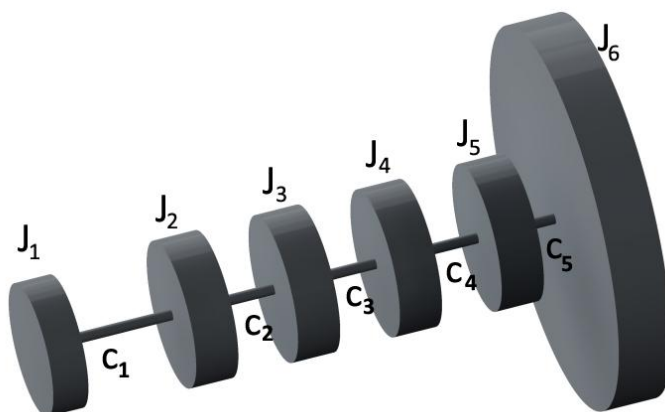
Pro účely řešení torzních kmitů se reálné klikové ústrojí do výpočtového modelu převádí za několika zjednodušujících předpokladů [17]:

- 1) hmoty jsou konstantní, neproměnné v čase,
- 2) délky jsou konstantní, neproměnné v čase,
- 3) hmoty klikového ústrojí jsou redukovány do os válců nebo rovnoměrně rozloženy podél klikové hřídele,
- 4) hřídel je nehmotná.

Hmoty příslušící jednotlivým válcům jsou stejné, neuvažují se případné odchylky, soustavu pak nazýváme homogenní. [17]



Obr. 44 Postup získání torzní soustavy



Obr. 45 Náhradní soustava klikového ústrojí pro výpočet torzního kmitání

8.1.2 REDUKCE HMOT

Hmoty se redukují na rameno klikové hřídele, momenty setrvačnosti jsou pak vztaženy k ose klikové hřídele. Redukce probíhá takovým způsobem, aby byla zachována rovnost kinetických energií hmoty skutečné a redukované.

Hmota zalomení, s příslušnou částí rotujících hmot ojnice a posuvných částí ojnice a pístní skupiny, se soustřeďuje do jednoho hmotného kotouče, který má konstantní moment setrvačnosti. [17]

REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Pro redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí centrického klikového mechanismu, skládající se z momentu setrvačnosti pístní skupiny s pístním čepem a hmotnosti posuvných částí ojnice, platí [17]:

$$J_{red_{pc}} = m_p \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (61)$$

Při odvozování rovnice (61) byl použit i vztah pro rychlost pístu. Dosazena je však pouze střední hodnota rychlosti, proměnlivost rychlosti se zanedbává. Rovnice rovněž obsahuje pouze první (z hlediska velikosti nejvýznamnější) členy rozvoje náhrady do Fourierovy řady. [17]

Vzorec je běžně používán, i přestože se jedná o nejhrubší přiblížení reálných skutečností. [18]

A tak, přestože je vztah pro rychlost pístu excentrického klikového mechanismu odlišný, je odchylka způsobená touto nepřesností v porovnání s nepřesností základního vztahu (61) přijatelná a z hlediska výpočtu torzních kmitů zanedbatelná.

MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Redukce hmot v tomto případě opět vychází z podmínky stejné kinetické energie, náhradní hmota tudíž musí mít stejný moment setrvačnosti k ose otáčení klikové hřídele, jako je tomu u reálného ústrojí.



Pro moment setrvačnosti rotujících částí ojnice, skládající se z momentu setrvačnosti rotujících částí ojnice (včetně ložiskových pánví), platí [17]:

$$J_{red_{oj}} = m_2 \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (62)$$

Momenty setrvačnosti jednotlivých zalomení J_{zal} (včetně vývažků) byly po vymodelování získány z programu Creo. Výsledný moment setrvačnosti rotujících částí příslušící jednomu zalomení se pak vypočte jako:

$$J_{zal_{rot}} = J_{zal} + J_{red_{oj}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (63)$$

kde J_{zal} je moment setrvačnosti zalomení vzhledem k ose otáčení klikové hřídele $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$.

CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI PŘÍSLUŠÍCÍ JEDNOMU VÁLCI

Celkový moment setrvačnosti příslušící hmotnému kotouči reprezentujícímu část klikového ústrojí příslušící jednomu válci se skládá z momentu setrvačnosti samotného zalomení, rotujících částí ojnice a součtu posuvných částí (část ojnice a pístní skupina). Vypočte se jako:

$$J_{zal_{celk}} = J_{zal_{rot}} + J_{red_{pc}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (64)$$

CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Moment setrvačnosti setrvačníku se spojkou byl dodán vedoucím práce. Moment setrvačnosti části hřídele za posledním zalomením včetně příruby pro setrvačník byl zjištěn po vymodelování z programu Creo.

$$J_{set} = J_s + J_{hridel_{set}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (65)$$

CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ ŘEMENICE

Moment setrvačnosti řemenice byl dodán vedoucím práce. Momenty setrvačnosti rozvodového mechanismu (nejvýznamnější) a dalších agregátů (např. alternátoru) redukovaných na řemenici jsou v tomto momentu setrvačnosti rovněž zahrnuty. Po vymodelování řemenice byl odečtením od dodané hodnoty zjištěn moment setrvačnosti napojených agregátů J_{agr} . Moment setrvačnosti části hřídele od prvního zalomení po volný konec hřídele $J_{hridel_{rem}}$ byl zjištěn z 3D CAD softwaru Creo.

$$J_{rem_{celk}} = J_{rem} + J_{agr} + J_{hridel_{rem}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (66)$$

Vypočtené a zjištěné momenty setrvačnosti byly zapsány do Tab. 12.

Tab. 12 Momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového ústrojí

	Označení	Hodnota $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti posuvných částí	$J_{red_{pc}}$	0,0003811
Moment setrvačnosti rotujících částí ojnice	$J_{red_{oj}}$	0,0006306



Moment setrvačnosti samotného 1-4 zalomení (hodnota pro jedno zalomení)	J_{zal}	0,0031422
Moment setrvačnosti 1-4 zalomení (hodnota pro jedno zalomení při započítání rotujících částí ojnice a posuvných částí)	$J_{zal_celk} = J_2 = J_3 = J_4 = J_5$	0,0041539
Moment setrvačnosti části hřídele příslušící k řemenici setrvačníku	J_{hridel_rem}	0,0000578
Moment setrvačnosti řemenice	J_{rem}	0,002076
Moment setrvačnosti připojených agregátů	J_{agr}	0,001764
Moment setrvačnosti na straně řemenice	$J_{rem_celk} = J_1$	0,0038398
Moment setrvačnosti části hřídele příslušící k setrvačníku	J_{hridel_set}	0,0006206
Moment setrvačnosti setrvačníku se spojkou	J_s	0,1068000
Moment setrvačnosti na straně setrvačníku	$J_{set} = J_6$	0,1074206

Pro výpočet torzních kmitů se momenty setrvačnosti zapisují jako diagonální prvky do matice hmotnosti. Matice hmotnosti pro řešené klikové ústrojí je [19]:

$$M = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 \end{pmatrix} \quad (67)$$

8.1.3 REDUKCE DÉLEK

Pro další výpočty je nutné provést redukci délek jednotlivých úseků klikového ústrojí spojující hmotné kotouče. Tyto úseky se nahrazují válcovou hřídelí o redukovaném průměru D_{red} (zpravidla se jako D_{red} volí průměr hlavního čepu, zvoleno taktéž v předkládané práci) a takovou redukovanou délkou l_{red} , aby měla náhradní hřídel stejnou torzní tuhost (pružnost) jako hřídel původní. Při této redukci se používá zjednodušující předpoklad – přenášení kroutícího momentu z jednoho konce na druhý (ve skutečnosti nakrucují hřídel tangenciální síly na klikách). Tangenciální síly nenakrucují pouze příslušnou kliku, ale vlivem reakcí v ložiscích i kliky vedlejší. Nahrazení je tedy pouze přibližné. [17]

Pro praxi jsou důležité především frekvence kmitání prvního a druhého stupně (jednouzlové a dvouuzlové kmitání), a právě pro tyto frekvence se uvedený výpočet ukázal být teoreticky i experimentálně dostatečně přesný. [17]

Rozměry částí klikové hřídele nutné pro určení redukovaných délek jsou uvedeny v Tab. 13.



Tab. 13 Shrnutí základní geometrie klikové hřídele nutné pro výpočet redukovaných délek

	Označení	Hodnota [mm]
Průměr hlavního čepu	D_{HC}	48
Délka hlavního čepu	l_{HC}	24,2
Průměr ojničního čepu	D_{OC}	42
Délka ojničního čepu	l_{OC}	20,8
Efektivní ³ tloušťka ramene kliky	t_r	17,5
Efektivní ⁴ šířka ramene kliky	B_r	49
Zbytková délka hlavního čepu na straně řemenice	$l_{HC_zby_rem}$	10
Délka úseku hřídele pro řemenici	l_{hri_rem}	55
Vnější průměr úseku hřídele pro řemenici	D_{hri_rem}	25
Průměr otvoru v úseku hřídele pro řemenici	d_{hri_rem}	14,5
Průměr roztečné kružnice otvorů v přírubě setrvačnicku	D_{roz_set}	66
Tloušťka příruby setrvačnicku	t_{pri_set}	15

REDUKCE DÉLKY JEDNOHO ZALOMENÍ

Redukuje se postupně polovina ojničního čepu, rameno, hlavní čep, rameno a polovina ojničního čepu, v součtu tedy délka ojničního čepu, délka hlavního čepu a dvě ramena.

Vedoucím diplomové práce byla doporučena metoda výpočtu redukované délky Ker Wilson. Vzorec pro redukovanou délku zalomení má tvar [18]:

$$l_{red_zal} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{l_{OC} + 0,4 \cdot D_{OC}}{D_{OC}^4} + \frac{l_{HC} + 0,4 \cdot D_{HC}}{D_{HC}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{OC} + D_{HC})}{t_r \cdot B_r^3} \right] [m] \quad (68)$$

kde D_{red} je redukovaný průměr (zpravidla se volí roven průměru hlavního čepu) [m].

REDUKCE DÉLKY NA STRANĚ ŘEMENICE

Redukuje se polovina délky zalomení, dále zbytek délky hlavního ložiska nejbližší řemenici a část hřídele určená pro náboj řemenice.

$$l_{red_rem} = \frac{l_{red_zal}}{2} + l_{red_hridel_rem} [m] \quad (69)$$

kde $l_{red_hridel_rem}$ je redukovaná délka části hřídele pro uložení náboje řemenice [m]. Při zanedbání vlivu krátké drážky pro pero a úpravy vztahu pro zahrnutí vlivu otvoru v hřídeli lze psát [17]:

$$l_{red_hridel_rem} = \left(l_{hri_rem} + \Psi \cdot (D_{hri_rem} - d_{hri_rem}) \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hri_rem}^4 - d_{hri_rem}^4} + \left(l_{HC_zby_rem} + \Psi \cdot D_{hri_rem} \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{HC}^4} [m] \quad (70)$$

³ Tloušťka, přes kterou se skutečně přenáší zatížení.

⁴ Šířka, přes kterou se skutečně přenáší zatížení.



kde Ψ je koeficient vyjadřující vliv přechodu z průměru D_{HC} na D_{hri_rem} [-], vypočten dle [17].

REDUKCE DÉLKY NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Redukuje se polovina délky zalomení, dále polovina délky hlavního ložiska nejbližší setrvačníku a nakonec samotná příruba. Torzní tuhost tohoto úseku lze vypočítat jako [18]:

$$l_{red_set} = \frac{l_{red_zal}}{2} + \frac{l_{HC}}{2} + t_{pri_set} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{roz_set}^4} [m] \quad (71)$$

Vypočtené redukované délky jednotlivých úseků hřídele jsou uvedeny v Tab. 14.

Tab. 14 Shrnutí redukovaných délek

	Označení	Hodnota [m]
Redukovaná délka na straně řemenice	l_{red_rem}	0,953
Redukovaná délka jednoho zalomení	l_{red_zal}	0,173
Redukovaná délka na straně setrvačníku	l_{red_set}	0,103

8.1.4 TORZNÍ TUHOSTI

Pružnost hřídele je vyjádřena torzní tuhostí, která je definována jako krouticí moment vyvolávající jednotkový úhel zkroucení. Torzní tuhost se vypočte dle [17]:

$$c = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G_{oc} \cdot J_{p_red}}{l_{red}} [N \cdot m \cdot rad^{-1}] \quad (72)$$

kde G_{oc} je modul pružnosti materiálu ve smyku (pro ocel platí $G \cong 81 \text{ GPa}$) [Mpa], M_k je působící krouticí moment [N·m], φ je úhel zkroucení [rad], J_{p_red} je polární kvadratický moment redukované hřídele [m⁴], l_{red} je redukovaná délka příslušného úseku hřídele [m].

Polární kvadratický moment plného kruhového průřezu o průměru D_{red} se vypočte jako:

$$J_{p_red} = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [mm^4] \quad (73)$$

Tab. 15 Torzní tuhosti jednotlivých úseků klikové hřídele

	Označení	Hodnota [N·m·rad ⁻¹]
Torzní tuhost strany řemenice	c_1	44312
Torzní tuhost jednoho zalomení	$c_2 = c_3 = c_4$	243779
Torzní tuhost strany setrvačníku	c_5	410326

Výsledné tuhosti se zapisují jako prvky tridiagonální matice tuhosti dle následujícího klíče [19]:



$$C = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{pmatrix} \quad (74)$$

8.1.5 VÝPOČET VLASTNÍCH TORZNÍCH KMITŮ

„Vlastním nebo volným kmitáním soustavy se označuje takový harmonický pohyb, který se po počátečním impulzu v soustavě udržuje bez působení vnějších sil a odporů.“ (Kolektiv VÚNM a ČKD, Naftové motory čtyřdobé, 1. Díl, s. 300-301)

Kmitavý pohyb je pro první vlastní frekvenci u setrvačníku malý a směrem k volnému konci (řemenici) se zvětšuje. Dochází ke kmitání s různými amplitudami v místech jednotlivých hmotných kotoučů. Některé (jeden či více) takovéto body nazýváme vibrační uzly v případě, kdy je amplituda v daném místě nulová. Pohyb jednotlivých hmot v čase je harmonický, lze jej rozepsat pomocí goniometrických funkcí. Kmitavý pohyb je definován frekvencí kmitání (počet kmitů za časovou jednotku) a amplitudou (maximální výchylkou, tj. deformací). Vzhledem k závislosti amplitud na prvotním impulzu se používají tzv. poměrné amplitudy, kdy je jedné z absolutních amplitud přiřazena hodnota 1 a zbylé amplitudy se dávají do poměru. Kmitání probíhá s jedním, dvěma či více uzly (maximální počet stupňů kmitání soustavy je $n - 1$, kde n je počet hmotných kotoučů v náhradní torzní soustavě). U motorů se v praxi za nejdůležitější považují jedno a dvouuzlové kmitání, kmitání více uzlové mají důležitost menší, neboť jejich příslušné vlastní frekvence jsou již velmi vysoké a často leží mimo pracovní otáčky motoru. [17]

Z výše uvedeného vyplývá, že při výpočtu vlastního torzního kmitání se neuvažuje tlumení soustavy. Výpočet vlastního torzního kmitání byl proveden analyticky s následným ověřením prostřednictvím výpočtového programu (nazvaného HOLZER po Holzerově metodě, kterou je výpočet prováděn), který byl poskytnut vedoucím diplomové práce.

ANALYTICKÝ VÝPOČET

Analyticky je výpočet proveden pomocí Lagrangeovy pohybové rovnice platící pro lineární diskrétní systémy, kterou lze v obecném tvaru zapsat jako [19]:

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot \dot{q} + C \cdot q = Q(t) \quad (75)$$

kde \ddot{q} , \dot{q} a q jsou sloupcové vektory zrychlení, rychlostí a posuvů, $Q(t)$ je vektor budící funkce, která je proměnná v čase.

Jak je uvedeno výše, pro vlastní torzní kmitání je tlumení nulové, a rovněž i budící funkci lze zapsat jako nulovou matici. Rovnici lze přepsat do tvaru [19]:

$$M \cdot \ddot{q} + C \cdot q = 0 \quad (76)$$

Definice matic hmotnosti a tuhosti jsou uvedeny již dříve. Řešení této rovnice pak lze psát ve tvaru [19]:



$$\mathbf{q} = \mathbf{a} \cdot e^{j\Omega t} \quad (77)$$

kde \mathbf{a} je vektor amplitud, Ω je úhlová frekvence.

Po derivaci a dosazení pak [19]:

$$(\mathbf{C} - \Omega^2 \cdot \mathbf{M}) \cdot \mathbf{a} = \mathbf{0} \quad (78)$$

což je zápis maticově zapsané soustavy lineárních homogenních algebraických rovnic pro neznámé amplitudy a_i . Aby měla soustava nenulové řešení, musí platit [19]:

$$\det(\mathbf{C} - \Omega^2 \cdot \mathbf{M}) = 0 \quad (79)$$

tento výraz je známý frekvenční determinant. Záporné kořeny nemají fyzikální smysl, vlastní frekvence dynamického systému jsou harmonické kmity větší než 0 a jsou seřazeny od nejmenší po největší. Výpočet se dále převádí, pro snížení počtu potřebných operací, který prudce roste s počtem stupňů volnosti, na problém vlastních čísel a dále se upravuje na [19]:

$$(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} - \Omega^2 \cdot \mathbf{I}) \cdot \mathbf{a} = \mathbf{0} \quad (80)$$

kde \mathbf{I} je jednotková matice, \mathbf{M}^{-1} je matice k inverzní k matici \mathbf{M} .

Standardní problém vlastních čísel pak lze zapsat jako [19]:

$$(\mathbf{A} - \lambda_{vc} \cdot \mathbf{I}) \cdot \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (81)$$

kde \mathbf{A} je čtvercová matice, λ_{vc} je vlastní číslo, \mathbf{x} je vlastní vektor.

Kořeny Ω^2 jsou tedy vlastní čísla matice $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$. Vlastní úhlové frekvence dynamického systému jsou tedy rovny druhé odmocnině z $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$. Vlastní tvary kmitání jsou pak dány vlastními vektory této matice. [19]

i -tá frekvence vlastního torzního kmitání je pak [19]:

$$N_i = \frac{\Omega_i}{2 \cdot \pi} [\text{s}^{-1}] \quad (82)$$

Poměrné amplitudy pak lze vypočítat jako [19]:

$$a_j = \frac{x_j}{x_0} [-] \quad (83)$$

kde x_j je velikost amplitudy hmoty j dále od řemenice [-], x_0 je velikost první amplitudy (tj. amplituda na řemenici) [-].

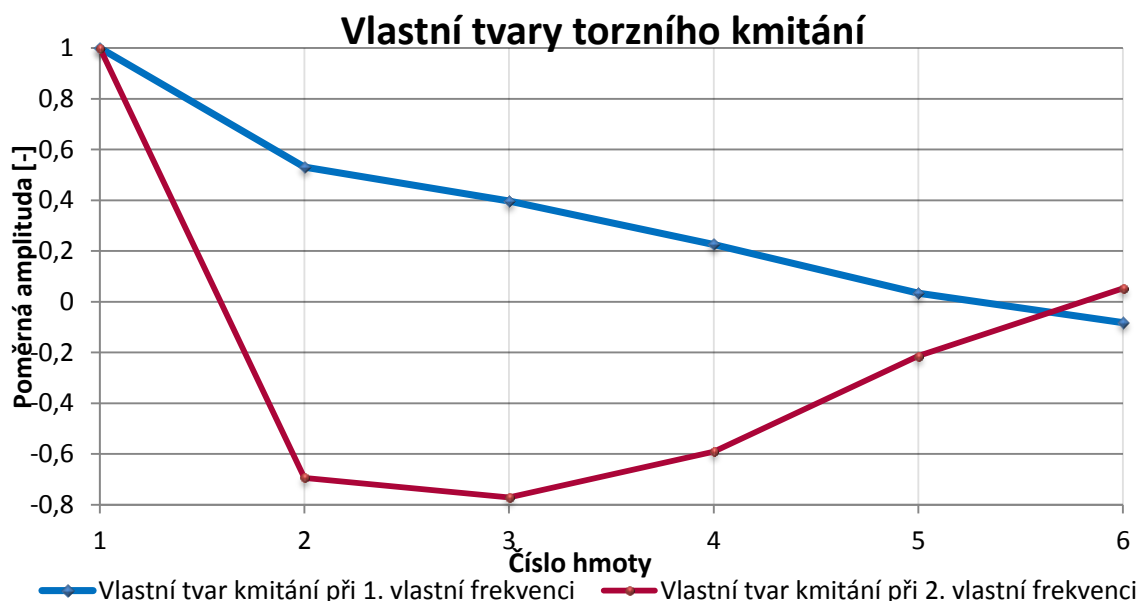
Vypočtené hodnoty prvních dvou vlastních frekvencí a poměrné amplitudy vyjadřující první a druhý tvar kmitání jsou pak uvedeny v Tab. 16.



Tab. 16 Hodnoty prvních dvou vlastních frekvencí torzní soustavy a jejich poměrné amplitudy

	Označení	Hodnota	Jednotka
První vlastní frekvence	N_1	2327 / 22220	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}] / [\text{min}^{-1}]$
Poměrné amplitudy první vlastní frekvence	$a1_1$	1	[-]
	$a1_2$	0,531	[-]
	$a1_3$	0,397	[-]
	$a1_4$	0,226	[-]
	$a1_5$	0,034	[-]
	$a1_6$	-0,082	[-]
Druhá vlastní frekvence	N_2	4421 / 42219	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}] / [\text{min}^{-1}]$
Poměrné amplitudy druhé vlastní frekvence	$a2_1$	1	[-]
	$a2_2$	-0,694	[-]
	$a2_3$	-0,771	[-]
	$a2_4$	-0,591	[-]
	$a2_5$	-0,214	[-]
	$a2_6$	0,052	[-]

Na Obr. 46 jsou vykresleny vlastní tvary kmitání při první a druhé vlastní frekvenci, je patrné, že skutečně dochází k jednovzlovému a dvouuzlovému kmitání.



Obr. 46 Vlastní tvary kmitání pro 1. a 2. Vlastní frekvenci

VÝPOČET POMOCÍ VÝPOČTOVÉHO PROGRAMU HOLZER A POROVNÁNÍ S ANALYTICKÝMI VÝSLEDKY

Vstupními údaji jsou momenty setrvačnosti hmotných kotoučů diskretního torzního modelu a torzní tuhosti nehmotných hřídelí o redukovaném průměru, které tyto kotouče spojují. Program vypočítá vlastní frekvence kmitání i velikost poměrných amplitud v jednotlivých uzlech. Výsledky z výpočtového programu jsou uvedeny v Příloze 5.



Po porovnání je zjevné, že nastává zcela zřejmá a velmi přesná shoda mezi analytickým výpočtem v maticovém tvaru provedeným v prostředí softwaru Mathcad a výpočtovým programem HOLZER. Ze shody usuzují, že analytický výpočet byl proveden správně.

8.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní torzní kmitání po určité době samo vymizí působením vnitřních odporů a tlumení, není tedy samo o sobě nebezpečné. Za chodu motoru je však kmitání buzeno periodicky proměnlivými točivými momenty. Je nutné věnovat pozornost zejména takovému buzení, jež odpovídá frekvencím vlastního kmitání klikové hřídele.

Pro výpočet nebezpečnosti vynuceného kmitání pro danou klikovou hřídel se používá harmonická analýza točivého momentu, kdy jsou točivé momenty na jednotlivé ojnicí čepy rozvinuty do Fourierových řad. Frekvence harmonických složek jsou celými násobky základní frekvence, tedy každá harmonická složka má za periodu výchozí funkce vždy celý počet period k ($k \in \mathbb{N}$). Je zvyklostí porovnávat periodu harmonických složek s jednou otáčkou hřídele, průběh točivého momentu čtyřdobého motoru má však periodu rovnou dvěma otáčkám hřídele. Dle počtu period harmonické složky za jednu otáčku je tak rozlišován její řád κ . Pro čtyřdobý motor je řád harmonických složek roven [19]:

$$\kappa = \frac{k}{2} [-] \quad (84)$$

Některé řady harmonických složek jsou označovány za takzvané hlavní řady harmonických složek κ_h . U čtyřdobých motorů s pravidelnými rozestupy zážehů to jsou takové řady, které jsou rovny polovičnímu počtu válců motoru. V případě řešeného motoru to jsou $\kappa_h = 2, 4, 6, \dots$

Pro další výpočty bude uvažováno prvních 12 řádů harmonických složek.

8.2.1 VÝPOČET REZONANČNÍCH OTÁČEK

„Každý z harmonických složek krouťícího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence, jako má tato složka. Složka řádu κ způsobuje tedy při otáčkách motoru n vynucené kmitání frekvence $\kappa \cdot n$. Spalovací motor má tedy řadu kritických otáček, příslušných kmitání jednouzlovému, dvouuzlovému nebo i vyšším stupňům kmitání.“ (Kolektiv VÚNM a ČKD Praha, 1962, s. 313)

Rezonanční otáčky se tedy spočítají jako [17]:

$$n_{rez_i} = \frac{N_i}{\kappa} [s^{-1}] \quad (85)$$

Tab. 17 Rezonanční otáčky pro první a druhou vlastní frekvenci kmitání klikové hřídele

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky prvního vlastní kmitání	Rezonanční otáčky druhého vlastní kmitání
$\kappa [-]$	$n_{rez_1} [min^{-1}]$	$n_{rez_2} [min^{-1}]$
0,5	44439	84438
1	22220	42219
1,5	14813	28146



2	11110	21109
2,5	8888	16888
3	7407	14073
3,5	6348	12063
4	5555	10555
4,5	4938	9382
5	4444	8444
5,5	4040	7676
6	3703	7036
6,5	3418	6495
7	3174	6031
7,5	2963	5629
8	2777	5277
8,5	2614	4967
9	2469	4691
9,5	2339	4444
10	2222	4222
10,5	2116	4021
11	2020	3838
11,5	1932	3671
12	1852	3518

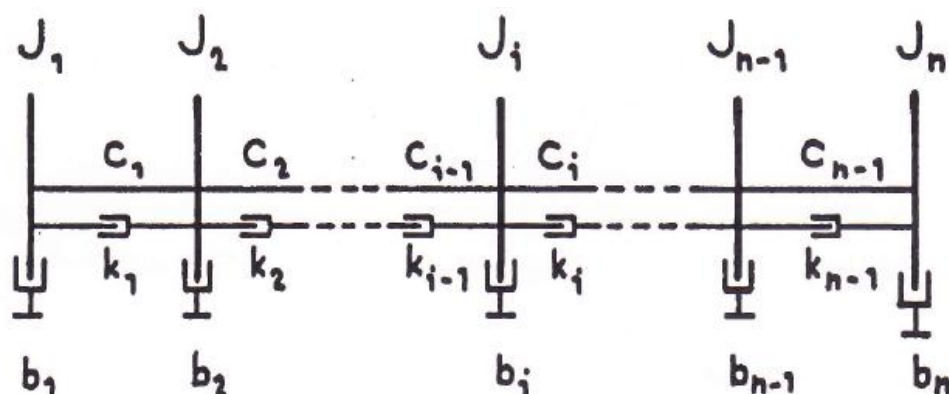
Červeně jsou označeny hlavní řady harmonických složek a také rezonanční otáčky, které se nacházejí v pracovní oblasti motoru. Ačkoli jsou maximální otáčky motoru 5500 min^{-1} , označil jsem jako důležité i otáčky 5555 min^{-1} . Tyto otáčky se sice dle výpočtu nacházejí mimo pracovní oblast motoru, ale jejich rozdíl je pouze cca 1% a je nutné vzít do úvahy, že výpočet probíhá s určitým, poměrně velkým, zjednodušením z důvodu použití empirických vztahů pro výpočet vstupních hodnot do vlastního torzního kmitání. Navíc může harmonická složka točivého momentu 4. řádu ovlivňovat oblast směrem od otáček rezonančních k nižším. Mezi minoritní vlivy na nepřesnost výpočtu je potřeba zahrnout i fakt, že redukce hmotností části klikové hřídele probíhala při zanedbání vlivu mazacích kanálků, některých drobných pozdějších změn v poloměrech zaoblení apod. Tyto změny však způsobily změny (dle pokusů a zjištění hodnot ze softwaru Creo Parametric 2.0) v řádech $10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Hodnoty redukováných délek jednotlivých částí klikové hřídele rovněž, vzhledem k reálným možnostem jejich výpočtu a následnému použití výstupů, nezahrnují vliv mazacích kanálků a dalších zanedbatelných změn v geometrii. Oba tyto vlivy považuji za zcela zanedbatelné.

Jako potenciálně nebezpečné jsou označeny otáčky při 4., 6., 8., 10. a 12. harmonickém řádu (nebezpečnost klesá se zvyšujícím se řádem) pro jednouzlové kmitání a otáčky při 8., 10. a 12. Harmonickém řádu pro kmitání dvouzlové. Nejnebezpečnější bude pravděpodobně 4. potažmo 6. řád pro jednouzlové kmitání.

8.2.2 VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Výpočet vynuceného torzního kmitání byl v tomto případě proveden za pomoci výpočtového programu od vedoucího práce. Výpočtový program pracuje na bázi nerozvětveného torzního systému, který je schématicky znázorněn na Obr. 47. Momenty setrvačnosti hmotných kotoučů a torzních tuhostí příslušných částí klikové hřídele jsou známy z výpočtu vlastního torzního

kmitání. Hodnoty tlumení v uložení (b_1, b_2, \dots, b_n ; kde b_1 a b_n jsou nulové, neboť nejsou uloženy k rámu) a tlumení ve vlastním materiálu jednotlivých částí náhradní soustavy (k_1, k_2, \dots, k_{n-1}) jsou **převzaty z reálného měření výchozího tříválcového motoru**. Pro odhad tlumení motoru čtyřválcového se jedná o dostatečně přesné přiblížení, resp. přesnější než v případě pouhého prvotního odhadu.



Obr. 47 Nerozvětvený torzní systém pro výpočet vynuceného kmitání [19]

Pro výpočet se používá tridiagonální matice komplexní tuhosti a samotný výpočet se pak řídí zápisem [19]:

$$\begin{pmatrix} d_1 & e_1 & . & . & . & 0 \\ f_2 & d_2 & e_2 & . & . & . \\ 0 & . & . & . & . & . \\ . & . & f_i & d_i & e_i & . \\ . & . & . & . & . & 0 \\ 0 & . & . & 0 & f_n & d_n \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \overline{\Phi_1} \\ \overline{\Phi_2} \\ . \\ \overline{\Phi_i} \\ . \\ \overline{\Phi_n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \overline{M_{k1}} \\ \overline{M_{k2}} \\ . \\ \overline{M_{ki}} \\ . \\ \overline{M_{kn}} \end{pmatrix} \quad (86)$$

kde d_i , e_i a f_i jsou prvky vyjadřující komplexní tuhost (tuhost v reálné části a tlumení v imaginární části).

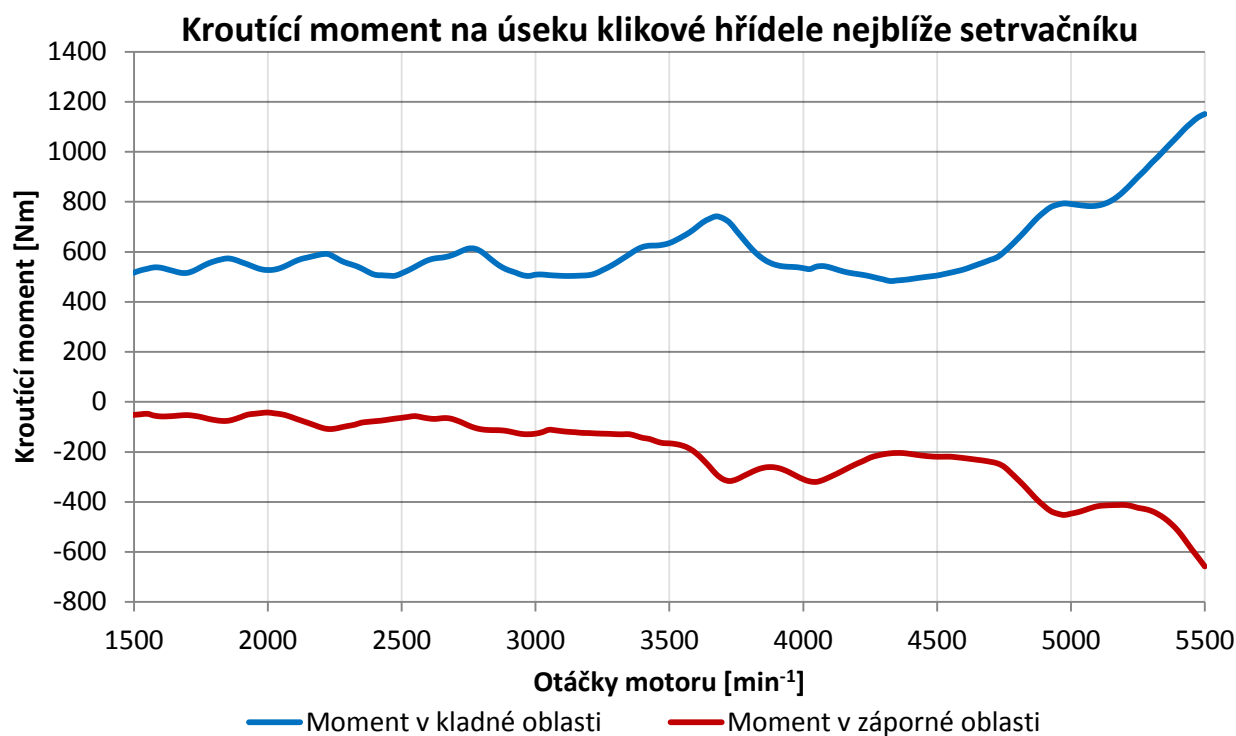
Výsledkem výpočtů jsou hodnoty maximálních momentů na všech zalomeních a amplitudy výchylek (pružné deformace) rovněž ve všech částech náhradní torzní soustavy, a to pro rozšířený rozsah otáček. V celém rozsahu si výpočtový program interpoloval otáčky s krokem 25 min^{-1} , v grafech jsou veličiny vždy znázorněny pro rozsah otáček řešených v této práci (tedy $1500\text{--}5500 \text{ min}^{-1}$). Na Obr. 48 jsou vykresleny hodnoty maximálního krouťicího/točivého momentu na části hřídele u setrvačníku, kde momenty nabývají největších kladných i záporných hodnot (průběhy pro všechny úseky v Příloze 7a). Na Obr. 49 jsou znázorněny výchylky klikové hřídele na volném konci (u řemenice), kde jsou kladné i záporné výchylky největší.

Z grafu je patrný vliv, 4. resp. 6. hlavního řádu harmonických složek při otáčkách okolo 5500 min^{-1} resp. 3700 min^{-1} . Největší torzní výchylka volného konce klikové hřídele je cca $1,1^\circ$ do kladné i záporné oblasti výchylek. Průběh velikosti výchylek splnil očekávání – v nízkých otáčkách jsou výchylky poměrně velké, poté klesají a při otáčkách rovných rezonančním pro hlavní řády harmonických složek opět narůstají. Jelikož jsou výchylky poměrně značné, dá se tedy předpokládat, že by měly negativní vliv na životnost ostatních částí motoru (zejména rozvodů), rozhodují se pro základní návrh tlumiče torzních kmitů. Další alternativou by byla

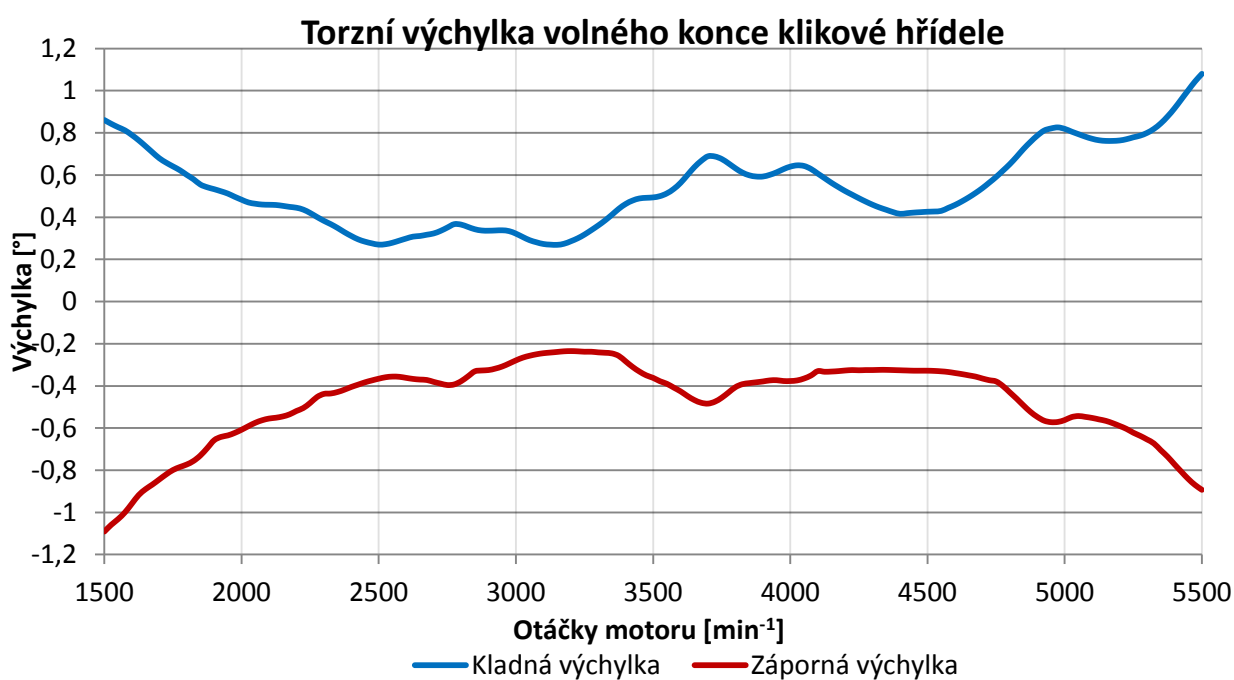


konstrukční úprava celého klikového ústrojí, což by však bylo v rozporu s požadavkem na zachování co největšího počtu součástí ústrojí stávajícího.

Maximální krouticí momenty v kladné i záporné oblasti z grafu na Obr. 48 poslouží jako vstupy pro analýzu napjatosti klikové hřídele při výpočtu únavové bezpečnosti.



Obr. 48 Krouticí moment na úseku klikové hřídele nejbližže setrvačníku



Obr. 49 Torzní výchylka volného konce klikové hřídele (řemenice)



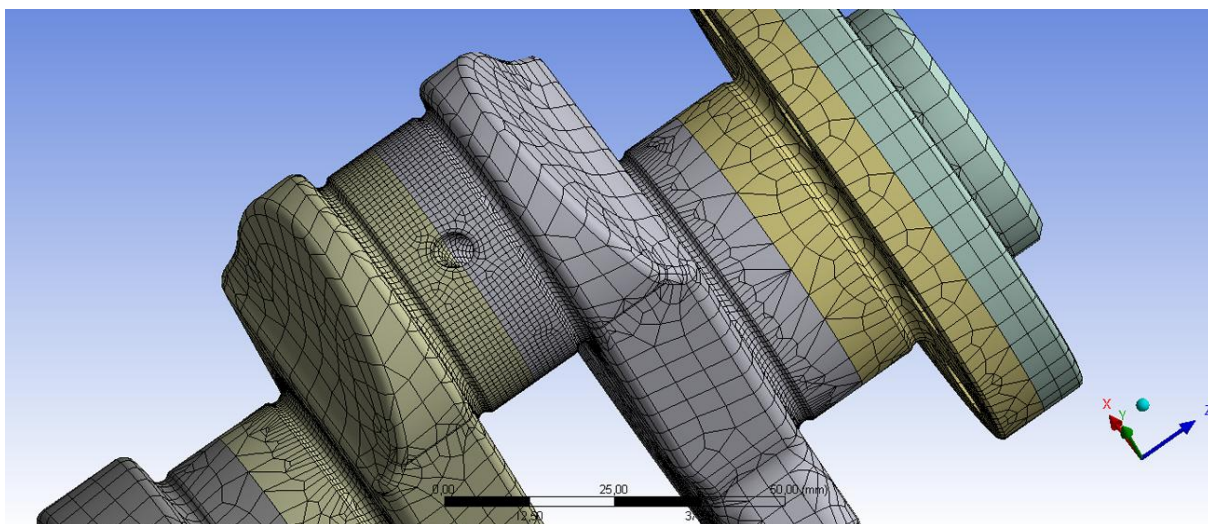
9 ANALÝZA NAPJATOSTI KLIKOVÉ HŘÍDELE

9.1 TVORBA MODELU A SÍTĚ

Model klikové hřídele byl vytvořen jako jedna součást v 3D CAD programu Creo Parametric 2.0. Pro vytvoření sítě pro řešení pomocí MKP jsem použil program Ansys Workbench, který je uživatelsky příjemný a nabízí poměrně široké možnosti síťování. Z důvodu použití tohoto programu bylo nutné vymodelovanou klikovou hřídel rozřezat na místech, kde bylo zapotřebí, aby byly uzly výsledné sítě vyrovnány do rovin procházejících klíčovými místy – střed každého hlavního ložiska, střed ojnicního čepu na posledním zalomení a polovina příruby setrvačníku – důvod vysvětlen dále. Po rozřezání byla kliková hřídel znovu spojena do sestavy a vyexportována ve formátu STEP (*.stp).

V programu Ansys Workbench byla kliková hřídel rozdělena na 9 částí, zařazena pod jedinou část a proběhlo vysítování. Celý model byl vysítován prvky o velikosti 5 mm. V okolí přechodů hlavních čepů a ojnicního čepu nejbližší setrvačníku do ramen klikové hřídele, byla použita zjemněná síť (1 mm) pro věrohodné zachycení napjatosti v těchto místech. V obou případech bylo nastaveno upřednostnění mapovaného síťování (Hex Dominant) s kvadratickými prvky, které se pro analýzy napjatosti obecně doporučují. Nebezpečná místa byla zvolena na základě obecných zkušeností a předpokladů a také na základě předešlé kapitoly, kdy se prokázalo, že nejvyšší krouticí moment působí na posledním úseku klikové hřídele (viz Příloha 7a). Způsob vysítování, včetně lokálního zjemnění, je patrný z Obr. 50.

Zjemnění proběhlo jen na určitých místech z důvodu o co nejmenší počet uzlů a prvků. Model měl v konečné fázi cca 460 000 uzlů a 160 000 elementů a výpočtové časy byly přiměřené.



Obr. 50 Vytvořená síť klikové hřídele a její zjemnění v nebezpečném místě

Jelikož docházelo před vytvořením sítě k rozřezávání a spojování těles, byla pro ověření správné návaznosti sítě v místech řezů provedena modální analýza volného netlumeného kmitání klikové hřídele. Výsledky analýzy⁵ dokládají, že prvních šest frekvencí (odpovídajících stupňům volnosti) je nulových (téměř nulových), což potvrzuje správné

⁵ Výsledky modální analýzy volného netlumeného kmitání tvoří Přílohu 4.



napojení sítě. V případě chyby by bylo nulových frekvencí více. V modelu, pro který byla modální analýza řešena, nebyl umístěn setrvačnick ani řemenice. Konkrétní hodnoty vlastních frekvencí tedy nelze porovnat s analytickým výpočtem výše. Účelem této analýzy bylo pouze rozhodnout o správné návaznosti sítě.

9.2 METODA VÝPOČTU A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro výpočet bezpečnosti vůči únavovému poškození byla použita soudobá metoda známá pod názvem LSA (Local Stress Analysis) – neboli analýza místní napjatosti. Podstata této metody spočívá v tom, že z MKP softwaru je zjištěn skutečný gradient napětí v místě největšího napětí. Gradient je poté použit pro výpočet skutečného korekčního součinitele vyjadřujícího vliv koncentrace napětí a další výpočty pak probíhají analyticky. Analýza napjatosti probíhala v programu ANSYS Mechanical 14.0.

Jako při každé simulaci v MKP programech bylo nutné zadat okrajové podmínky. Pro simulaci krutu je v místě uložení řemenice zamezeno všem posuvům a natočením. Uložení klikové hřídele v hlavních ložiscích je simulováno pomocí nahrazení pružnosti olejové vrstvy pomocí dvou prvků SpringDamper14, které jsou spojeny s uzlem vytvořeným ve středu příslušného hlavního ložiska. Jedná se vlastně o dvě na sebe kolmé pružiny (obě kolmé k ose klikové hřídele) s určitou tuhostí k_{HL} , která je vypočítána tak, aby došlo k vymezení 80% ložiskové vůle při plném zatížení, tuhost je dána vztahem [20]:

$$k_{HL} = \frac{0,5 \cdot F_{\max_osa}}{0,8 \cdot c} [N \cdot mm^{-1}] \quad (87)$$

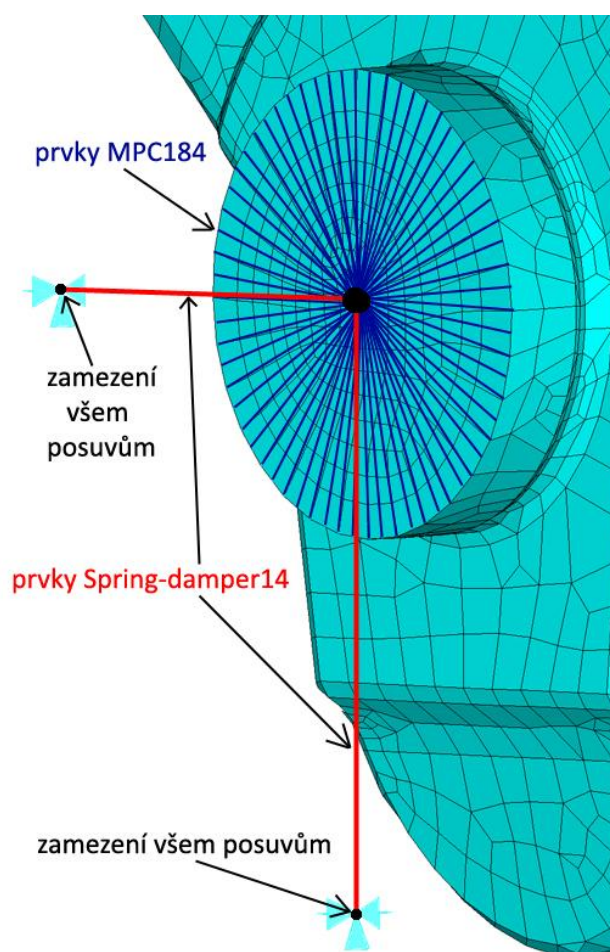
jde c je ložisková vůle [mm], F_{\max_osa} je maximální síla v ose válce [N].

Tab. 18 Parametry nahrazení uložení hřídele v hlavních ložiscích

	Označení	Hodnota	Jednotka
Uvažovaná ložisková vůle ⁶	c	0,04	[mm]
Tuhost uložení v hlavním ložisku	k	364062	[N · mm ⁻¹]

Každý zmíněný středový uzel hlavního ložiska byl dále spojen pomocí prvků MPC184 (dokonale tuhé pruty) s uzly na povrchu příslušného hlavního čepu, tak dojde k vyztužení materiálu a vytvoření „ježků“. Bylo by také možno středový uzel spojit s uzly v cca 1/3 poloměru pod povrchem, což by vedlo k menšímu vyztužení hlavního čepu.

⁶ Hodnota dodána vedoucím práce.



Obr. 51 Náhrada uložení klikové hřídele v hlavních ložiscích

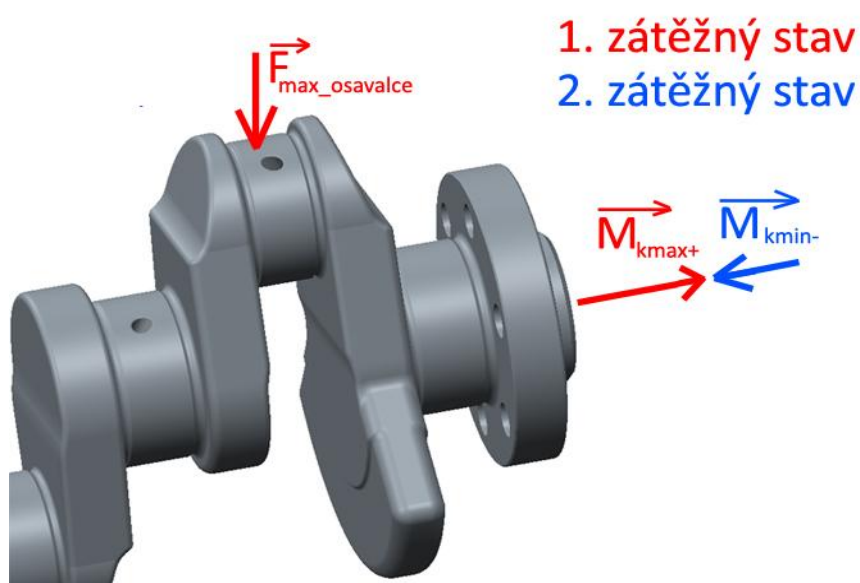
Pro výpočet únavové životnosti touto metodou jsou definovány dva zátěžné stavy. Prvním zátěžným stavem je zatížení ojnicního čepu maximální silou v ose válce při daných otáčkách a zároveň zatížení klikové hřídele maximálním kroutícím momentem v kladné oblasti na úseku hřídele, kde dochází k největšímu namáhání (zpravidla, i zde, se jedná o úsek nejbližší setrvačníku) s uvažováním torzních kmitů. Druhým zátěžovým stavem je zatížení klikové hřídele maximálním kroutícím momentem v záporné oblasti při stejném zadání. Znázornění obou zátěžných stavů je na Obr. 52. Hodnoty zatížení v Tab. 19. Náhrada uložení v hlavních ložiscích je na Obr. 51.

Realizace zatížení taktéž probíhala přes „ježky“ – v ojnicním čepu posledního zalomení byl vytvořen ježek, který se nevázal k povrchu čepu, ale v určité hloubce pod ním, zatěžovací síla byla zadána na středový uzel tohoto ježka. Kroutící moment byl zadán na přírubu setrvačníku, rovněž na středový uzel „ježka“, tentokrát s prvky vázající se na povrch příruby.

Předpoklad soufázovosti zatížení v prvním zátěžném stavu zaručí konzervativní výsledky. Síla v ose válce se pro jednotlivé otáčky lišila v rámci cca 10%, kroutící moment na posledním úseku hřídele se měnil podstatně výrazněji, proto výpočet proběhl pro maximální otáčky 5500 min^{-1} , kde dosahuje moment maxima.

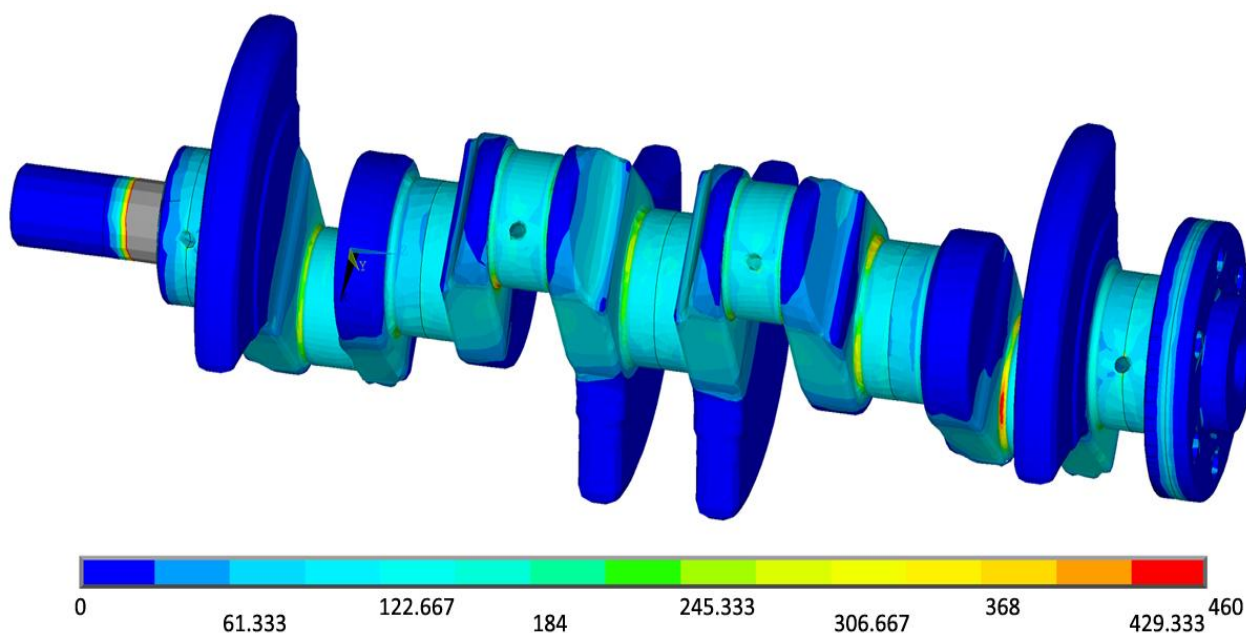
Tab. 19 Parametry zátěžných stavů

	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální krouticí moment v kladné oblasti	M_{kmax+}	1151	[N · m]
Maximální síla v ose válce	$F_{maxosaválce}$	23300	[N]
Maximální krouticí moment v záporné oblasti	M_{kmin-}	-658	[N · m]



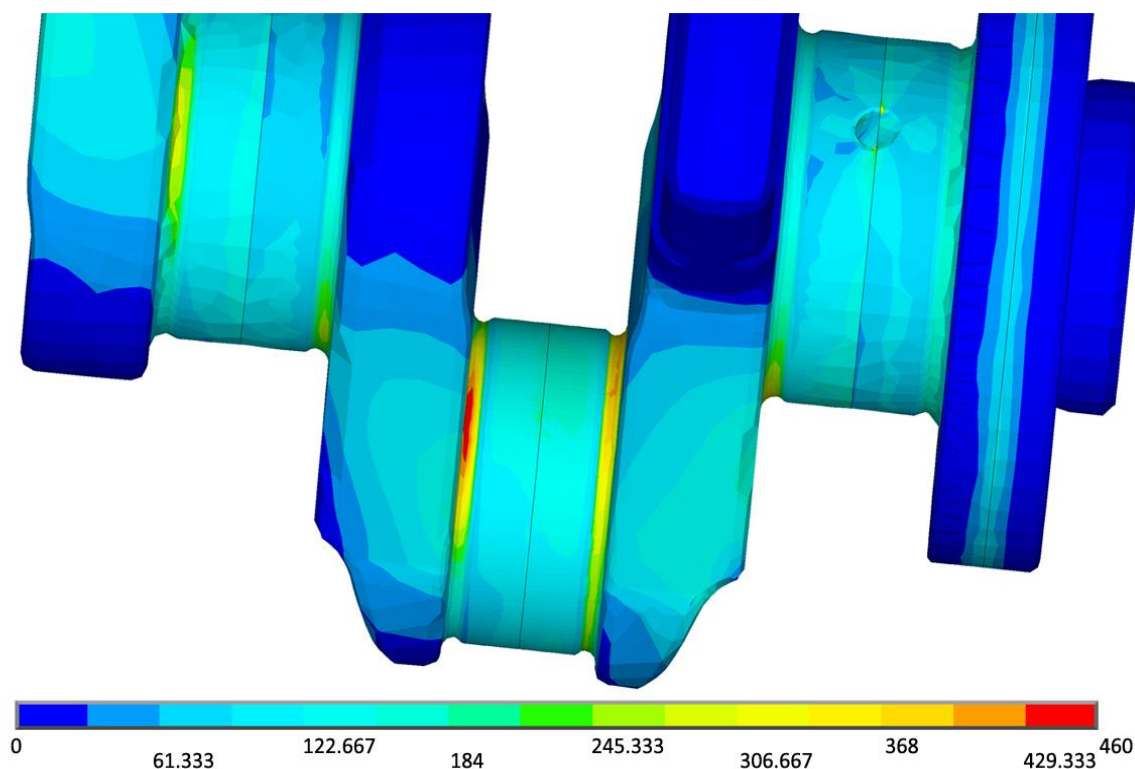
Obr. 52 Zátěžné stavy klikové hřídele

9.3 VÝSLEDKY SIMULACE

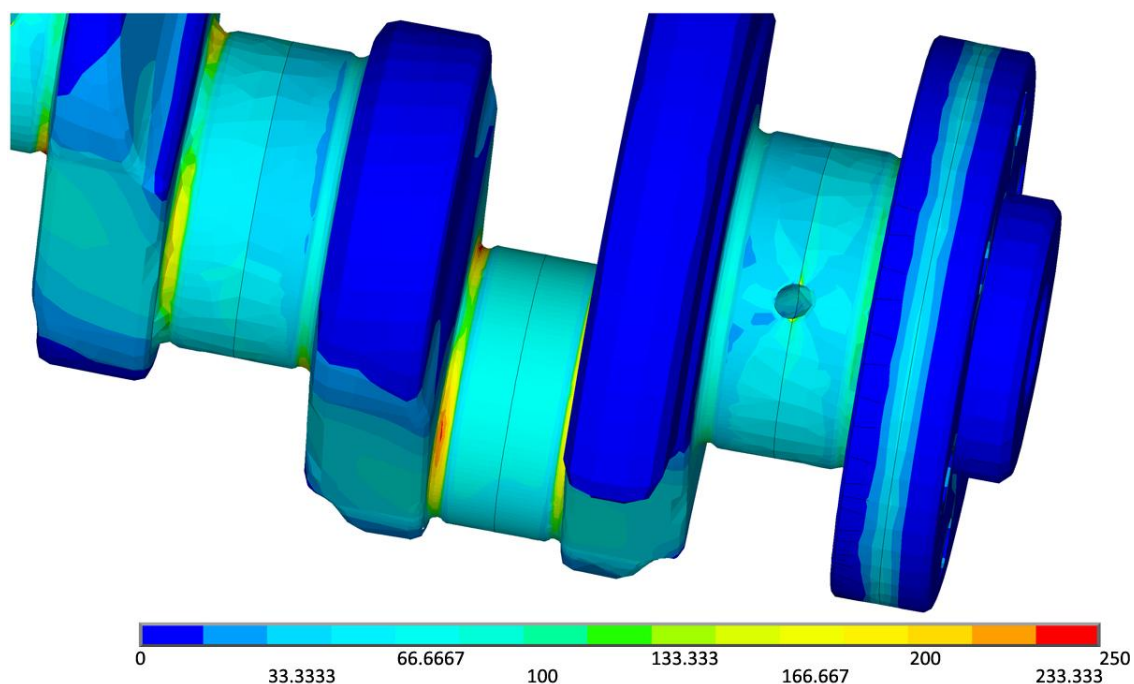


Obr. 53 Napjatost klikové hřídele pro první zátěžný stav – celkový pohled, stupnice v [MPa]

Pohled na rozložení redukované napjatosti podle teorie Von Mises na obrázku Obr. 53 by mohl být zavádějící, **je** tedy **nutno zdůraznit několik podstatných skutečností**. Zátěžné stavy uvažují působení kladného (a záporného) kroutícího momentu z posledního úseku klikové hřídele po celé její délce mezi setrvačником a místem uchycení řemenice. Reálně jsou však kroutící momenty na úsecích dále od setrvačniku menší. Dále, díky způsobu zadávání okrajových podmínek, kdy je zamezeno všem posuvům i natočením na hřídeli v místě řemenice (omezení všech stupňů volnosti), vzniká v místě těchto vazeb koncentrace napětí. Koncentrace napětí je ještě zvýšena, neboť jsem pro řešení nepoužil model řemenice připevněný ke klikové hřídeli, ale vazby jsem umístil do „ježka“ v místě, kde je řemenice umístěna. Výsledky analýzy napjatosti na posledním zalomení však nejsou nijak významně ovlivněny. Výsledné rozložení napjatosti na ostatních zalomeních je rovněž nadhodnoceno. **Výsledkem těchto zjednodušení je, že za důvěryhodné lze považovat pouze rozložení napjatosti v oblasti kolem posledního zalomení**, kde bývá nebezpečné místo. Znázornění rozložení napjatosti v celkovém pohledu na klikovou hřídel tak neodpovídá realitě a dále již bude zobrazováno pouze rozložení v okolí daného nebezpečného místa posledního zalomení (pro názornost bude rozložení napjatosti zobrazeno v Příloze 6). Na obrázcích (Obr. 53, Obr. 54, Obr. 55) je vždy znázorněna stupnice volená tak, aby postihovala napjatost v nebezpečných místech (v případných místech s větší nasimulovanou, avšak nereálnou, napjatostí se zobrazuje šedá barva).



Obr. 54 Napjatost klikové hřídele pro první zátěžný stav – detail v okolí místa s největší napjatostí, stupnice v [MPa]



Obr. 55 Napjatost klikové hřídele pro druhý zátěžný stav – detail v okolí místa s největší napjatostí, stupnice v [MPa]

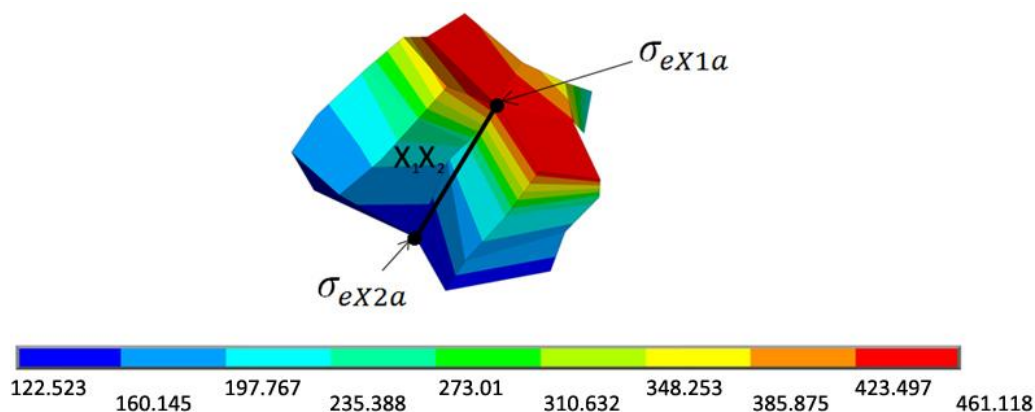
9.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI KLIKOVÉ HŘÍDELE VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ

Potřebné vstupy z výsledků analýzy napjatosti v MKP softwaru (Tab. 20) jsou použity pro výpočet poměrného gradientu napětí. Způsob zjištění gradientu je na Obr. 56 a Obr. 57.

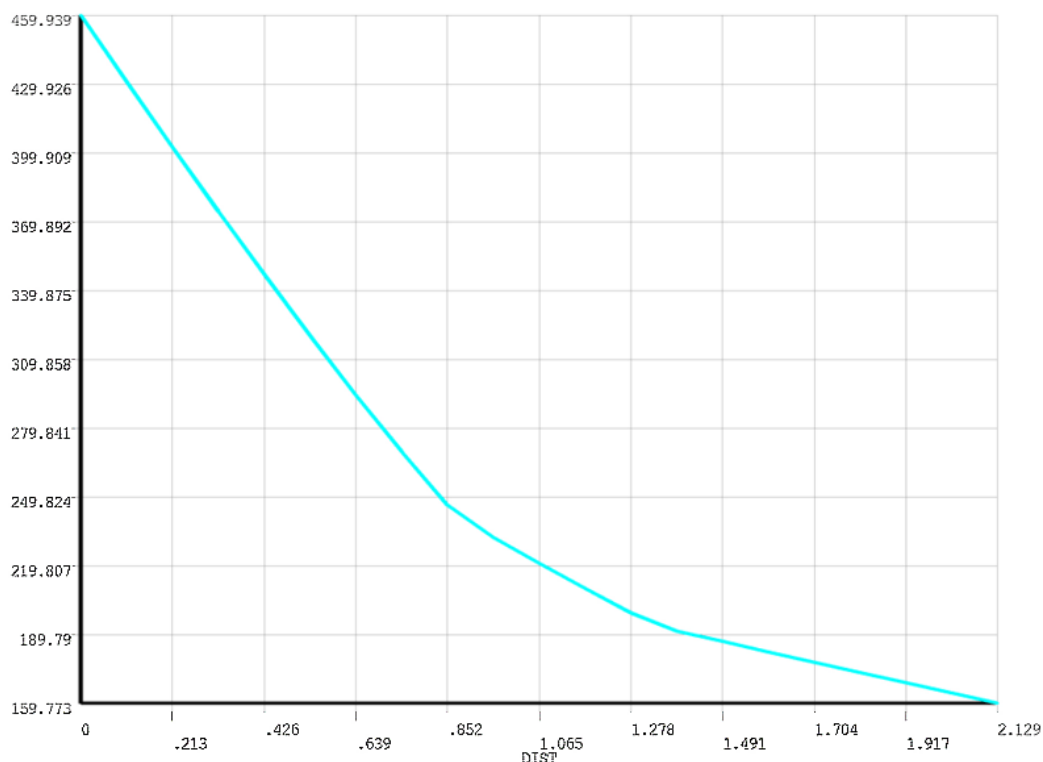
Gradient se vypočte ze vztahu [20]:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{ex1a}} \left(\frac{\sigma_{ex1a} - \sigma_{ex2a}}{|\bar{x}\bar{x}_1|} \right) [mm^{-1}] \quad (88)$$

kde σ_{ex1a} je maximální lokální napětí (na povrchu) [MPa], σ_{ex2a} je napětí v místě pod povrchem [MPa] a $\bar{x}\bar{x}_1$ je absolutní hodnota ze vzdálenosti uzlů, kterým přísluší daná napětí [mm].



Obr. 56 Označení zjišťovaných veličin pro výpočet gradientu napětí z programu ANSYS – zobrazeny konkrétní elementy v blízkosti nebezpečného místa, stupnice v [MPa]



Obr. 57 Výstup z ANSYSu pro přesné zjištění vstupů do gradientu (závislost Von Misesova redukovaného napětí [MPa] na vzdálenosti uzlů [mm])

Tab. 20 Hodnoty napětí a vzdáleností z programu ANSYS

	Označení	Hodnota	Jednotka
Von Misesovo napětí na povrchu pro 1. zátěžný stav	σ_{eX1a}	460	[MPa]
Von Misesovo napětí pod povrchem pro 1. zátěžný stav	σ_{eX2a}	160	[MPa]
Maximální napětí (stejný uzel jako pro 1. zátěžný stav) pro 2. zátěžný stav	σ_{eXb}	235	[MPa]
Vzdálenost uzlů, kterým přísluší napětí σ_{eX1a} a σ_{eX2a}	$\overline{xx_1}$	-2.129	[mm]

První hlavní napětí bylo pro oba zvolené uzly kladné, proto uvažují ekvivalentní maximální a minimální napětí rovné redukovanému Von Misesovu s kladným znaménkem.

Dále je vypočítán korekční součinitel [20]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \chi_R [-] \quad (89)$$

kde σ_{cOHYB} je mez únavy v ohybu [MPa] a $\sigma_{cTAH/TLAK}$ je mez únavy v tahu/tlaku [MPa] a d_{vzorek} je průměr zkušebního vzorku [mm] (pro tento případ 7,5 mm [20]).



A poté poměr β/α [20]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R}^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} [-] \quad (90)$$

Dále hodnotu středního ekvivalentního napětí a ekvivalentní amplitudy ke střídavému souměrnému cyklu [20]:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{eX1a} - \sigma_{eXb}}{2} [\text{MPa}] \quad (91)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{eX1a} + \sigma_{eXb}}{2} [\text{MPa}] \quad (92)$$

Následně je zapotřebí určit vliv velikosti součásti [20]:

$$\eta_{\sigma} = 1,189 \cdot d_{vv}^{-0,097} [-] \quad (93)$$

kde d_{vv} je průměr dosazovaný do výpočtu vlivu velikosti na únavu materiálu (v tomto případě volím průměr hlavního čepu D_{HC}).

A vliv pravděpodobnosti přežití [20]:

$$\nu_{\sigma} = 0,753 [-] \quad (94)$$

pro pravděpodobnost přežití 0,999.

A nakonec samotný součinitel bezpečnosti klikové hřídele vůči únavě [20]:

$$k_u = \left(\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \cdot \eta_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma} \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \right)^{-1} [-] \quad (95)$$

který se ještě násobí, v případě povrchově zakalených rádiusů, koeficientem 1,3. Výsledná bezpečnost klikové hřídele vůči únavě je tedy [20]:

$$k_{u_výsl} = 1,3 \cdot k_u [-] \quad (96)$$

Při výpočtu byly vypočítány hodnoty, které byly pro přehlednost zapsány do Tab. 21.

Tab. 21 Hodnoty pro výpočet koeficientu bezpečnosti

	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměrný gradient	χ_R	0,306	$[\text{mm}^{-1}]$
Korekční faktor	f_G	1,248	$[-]$
Poměr β/α	$\frac{\beta}{\alpha}$	1,041	$[-]$
Koeficient vlivu velikosti	η_{σ}	0,817	$[-]$
Koeficient vlivu přežití	ν_{σ}	0,753	$[-]$
Amplituda efektivního napětí	σ_{ea}	112,5	$[\text{MPa}]$



Střední hodnota efektivního napětí	σ_{em}	347,5	[MPa]
Koeficient bezpečnosti základní	k_u	1,28	[–]
Koeficient bezpečnosti výsledný	$k_{u_výsl}$	1,66	[–]

Výsledný koeficient bezpečnosti klikové hřídele vůči únavovému poškození dosahuje hodnoty 1,66. Hodnotu shledávám za plně vyhovující, neboť přesnost vstupů považuji za dobrou, použitá metoda výpočtu koeficientu bezpečnosti je konzervativní a přitom dostatečně přesná.

V případě, že by bylo požadováno zvýšení koeficientu bezpečnosti, navrhol bych použití alternativního materiálu ČSN 15 142 (42CrMo4) s parametry dle Tab. 11, kdy by došlo ke zvýšení koeficientu bezpečnosti na 2,16. V případě, že by byla hřídel shledána předimenzovanou pro velkosériovou výrobu, by bylo žádoucí věnovat zvýšenou pozornost výběru materiálu, který by současně splňoval požadované parametry kvality i ekonomičnosti.



10 POUŽITÍ TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Vzhledem k výsledkům z Kap. 8.2, kdy se prokázalo, že na volném konci klikové hřídele dochází k torzním deformacím až o cca $1,1^\circ$ na obou krajích provozního spektra otáček, je zjevná výhoda použití tlumiče torzních kmitů pro zvýšení životnosti rozvodového mechanismu a dalších agregátů motoru. Celá kapitola je proto věnována jeho návrhu.

V současné době jsou nejvíce používány dynamické tlumiče s jedním stupněm volnosti, pro torzní systémy je lze vytvořit přidáním jednoho členu s momentem setrvačnosti se specifikovanou vazbou vyjádřenou tuhostí a tlumením. Nejčastěji používané tlumiče torzních kmitů jsou pryžové a viskózní (silikonové). Existují i tlumiče třecí, ale ty se již příliš nepoužívají, neboť třením dochází k opotřebení a zhoršení funkce. Na tento konkrétní motor volím použití tlumiče pryžového, a to především z důvodu ceny a jednoduchosti. [19]

10.1 PRYŽOVÝ TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Tyto tlumiče se zpravidla konstruují tak, že spojení seismické části (prstence) a členu základního systému (většinou i v našem případě řemenice) je provedeno vulkanizací. Pryžový element se také může lisovat, nebo se způsoby kombinují. Vlastnosti pryžového členu se v prvním přiblížení sdružují do komplexní tuhosti, která vlastně uvádí velikost tlumicího a pružného momentu (imaginární a reálná část).

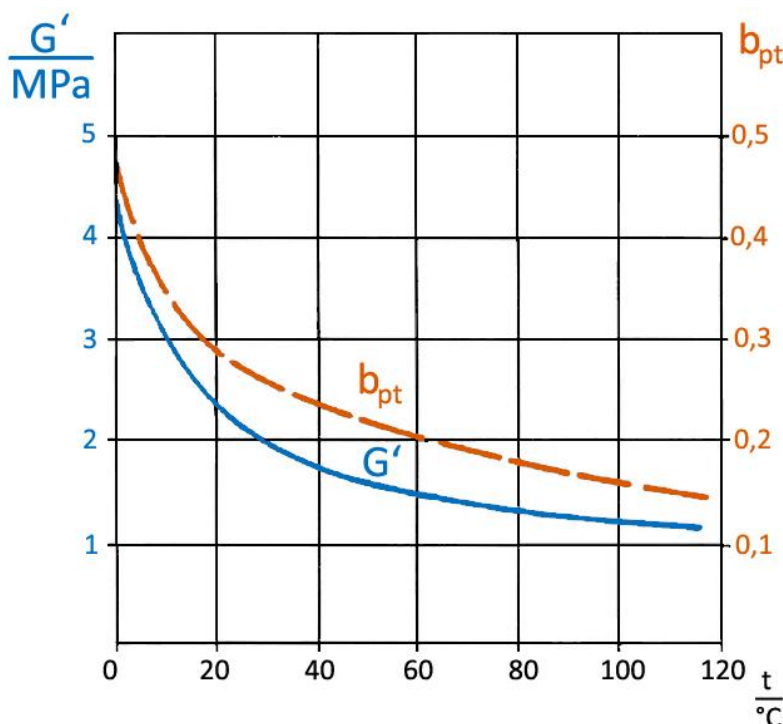
„S ohledem na tlumicí vlastnosti pryžových směsí užívaných v současné době při výrobě pryžových tlumičů lze konstatovat, že příslušné hodnoty útlumů jsou velmi nízké. Pro docílení optimálního útlumu by bylo třeba mít k dispozici pryže s útlumem tři až čtyřikrát vyšším, což zatím nelze dosáhnout“ (PÍŠTĚK, ŠTĚTINA, Pevnost a životnost, 1992, s. 67)

Aplikace pryžového tlumiče se v praxi převádí na úlohu nalezení vhodné tuhosti pryžového elementu, které odpovídá určitý moment setrvačnosti seismického prstence. Je také nutné vzít v potaz to, že vlivem pružného členu tlumiče se v rozsahu provozních frekvencí otáčení motoru projeví i vliv druhé vlastní frekvence. [19]

Pryžový tlumič torzních kmitů je do výpočtového modelu vnesen jako člen s pružnou a tlumicí vazbou v paralelním provedení. To má za důsledek, že při zmenšující se tuhosti pryžového elementu se obě rezonanční frekvence posunují k nižším hodnotám, současně se první rezonanční amplituda zmenšuje a druhá zvětšuje. Jedná se o charakteristickou vlastnost pryžového tlumiče a je nutné ji zohlednit především s teplotně závislými parametry pryže. [19]

Jelikož pryž mění své vlastnosti v závislosti na teplotě i na frekvenci, se kterou kmitá, postupuje se při návrhu tak, že se vypočte tuhost pro vybrané provozní podmínky a tlumení je poté dopočítáno, řeší se tak pouze časová doména. Je zapotřebí počítat s **dynamickým modulem pružnosti pryže** ve smyku. [22]

Dynamický modul pružnosti pryže (tedy reálná část komplexního modulu pružnosti) o tvrdosti 60 °Shore v širokém rozmezí teplot je zobrazen na Obr. 58.



Obr. 58 Závislost modulu pružnosti ve smyku a ztrátového součinitele pryže na teplotě (60° Shore)[19]

Pokud je tlumič provozován v některém z rezonančních režimů odpovídajícímu první vlastní frekvenci systému, může dojít ke zvýšení teploty pryže. Důsledkem je snížení tuhosti pryžového členu, čímž dojde ke snížení rezonanční amplitudy, která se posune k nižším frekvencím. Závislost tuhosti pryže na teplotě může mít určitý stabilizující efekt. Opačný případ nastává, pokud se jedná o rezonanční režim odpovídající druhé vlastní frekvenci – při vzrůstu teploty a snížení torzní tuhosti pryžového členu dochází k trvalému nárůstu amplitudy, což může vést k poškození klikové hřídele nebo jiné části motoru. Pryžové tlumiče mají posouvání rezonančních frekvencí v závislosti na provozní teplotě jako charakteristickou vlastnost. Za provozu se rovněž projevují dlouhodobé změny mechanických vlastností pryžového elementu způsobené tzv. stárnutím pryže, tím dochází ke vnášení nejistoty pro volbu parametrů tlumiče. Z těchto důvodů se dnes pryžové tlumiče torzních kmitů používají u menších motorů a u traktorů. Z důvodů stárnutí pryže je rovněž nutno tlumič podladit. [19]

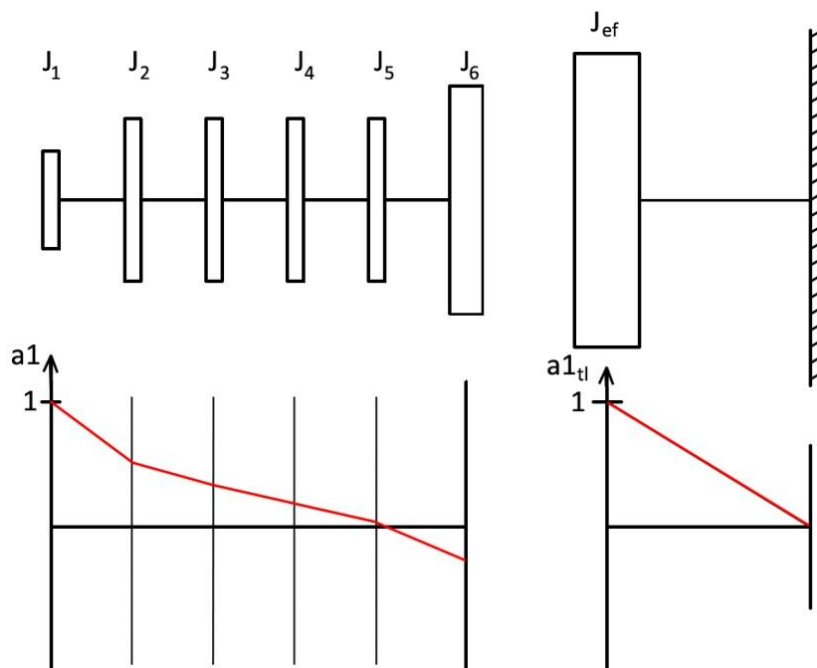
10.1.1 NÁVRH PARAMETRŮ PRYŽOVÉHO TLUMIČE

Pro návrh tlumiče je nejdříve nutné zjistit efektivní moment setrvačnosti klikového ústrojí. Tímto momentem setrvačnosti je převeden vlastní tvar kmitání odpovídající první vlastní frekvenci náhradního torzního systému na dynamicky ekvivalentní systém s jedním členem (jedním stupněm volnosti) a relativní amplitudou rovnou 1. Obecné znázornění převodu je zobrazeno na Obr. 59.

Efektivní moment setrvačnosti se vypočte jako:

$$J_{ef} = \sum_{k=1}^{i_k} J_{i_k} \cdot (a_{1_{i_k}})^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (97)$$

kde i_k je počet hmotných kotoučů torzní soustavy.



Obr. 59 Nahrazení torzní soustavy dynamicky ekvivalentní soustavou pro výpočet efektivního momentu setrvačnosti

Dále je nutné zvolit poměrnou velikost tlumiče. Pro pryžové tlumiče se obvykle volí rozmezí 0,15 až 0,25.[17] Pro první výpočet jsem zvolil poměrnou velikost tlumiče 0,2. Dále proběhl výpočet dalších parametrů, vymodelování pryžového elementu a seismického členu, výpočet vlastního a nakonec vynuceného torzního kmitání. Až změny v průbězích veličin vynuceného torzního kmitání znázorňují, nakolik vhodná byla volba poměrné velikosti tlumiče. Pro srovnání jsem se rozhodl přepočítat celý návrh tlumiče s poměrnou velikostí 0,25. V dalších tabulkách budou simultánně uváděny parametry pro obě zvolené možnosti (rozdílné parametry budou barevně odlišeny). O vhodnější poměrné velikosti tlumiče rozhodnu na základě zhodnocení výsledků vynuceného torzního kmitání v Kap. 11.2.

Pro poměrnou velikost tlumiče platí [17]:

$$\mu_{tl} = \frac{J_{tl}}{J_{ef}} [-] \quad (98)$$

kde J_{tl} je moment setrvačnosti tlumiče (často pouze seismického členu, neboť pryžový element má moment setrvačnosti řádově nižší).

Z výše uvedeného vztahu lze vyjádřit:

$$J_{tl} = \mu_{tl} \cdot J_{ef} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (99)$$

Optimální ladění tlumiče je pak [17]:

$$w_{opt} = \frac{1}{1 + \mu_{tl}} [-] \quad (100)$$



Vlastní frekvence tlumiče se poté vypočte jako [17]:

$$\Omega_{tl} = w_{opt} \cdot N_1 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (101)$$

Návrhová tuhost tlumiče je pak [17]:

$$c_{tl} = J_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (102)$$

Vzhledem k výše uvedené vhodnosti podladění tlumiče volím o 10% menší tuhost:

$$c_0 = 0,9 \cdot c_{tl} [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (103)$$

Při předpokladu provozní teploty tlumiče 60 °C, zjišťuji z grafu na Obr. 58 dynamický modul pružnosti ve smyku cca 1,5 MPa.

Tab. 22 Přehled vypočtených obecných vlastností pryžového tlumiče

	Označení	Hodnota		Jednotka
Poměrná velikost tlumiče	μ_{tl}	0,2	0,25	[–]
Efektivní moment setrvačnosti	J_{ef}	0,00659644		[kg · m ²]
Moment setrvačnosti ocelového prstence	$J_{tl} = J_0$	1319	1649	[kg · mm ²]
Optimální ladění tlumiče	w_{opt}	0,833	0,8	[–]
Vlastní frekvence tlumiče	Ω_{tl}	1939	1861	[rad · s ⁻¹]
Návrhová tuhost pryžového členu	c_{tl}	4960	5714	[N · m · rad ⁻¹]
Volená (podladěná) tuhost pryžového členu	c_0	4464	5143	[N · m · rad ⁻¹]
Předpokládaná provozní teplota	T_{prov_tl}	60		[°C]
Tvrdost pryže	$H_{pryž}$	60		[° Shore]
Dynamický modul pružnosti pryže ve smyku	G'	1,5		[MPa]

Po návrhu základních parametrů je potřeba přistoupit ke konkrétnímu konstrukčnímu návrhu. Tlumič bude umístěn do řemenice s vnitřním průměrem d_2 . Pryžový člen bude mít tvar prstence, pro jehož tuhost platí vztah [17]:

$$c_{tl_g} = \frac{\pi \cdot G' \cdot (d_2^4 - d_1^4)}{32 \cdot t_{pc}} [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (104)$$

kde t_{pc} je tloušťka pryžového členu [m].

Z výše uvedeného vztahu lze, po volbě tloušťky pryžového členu, vyjádřit potřebný vnitřní průměr prstence:

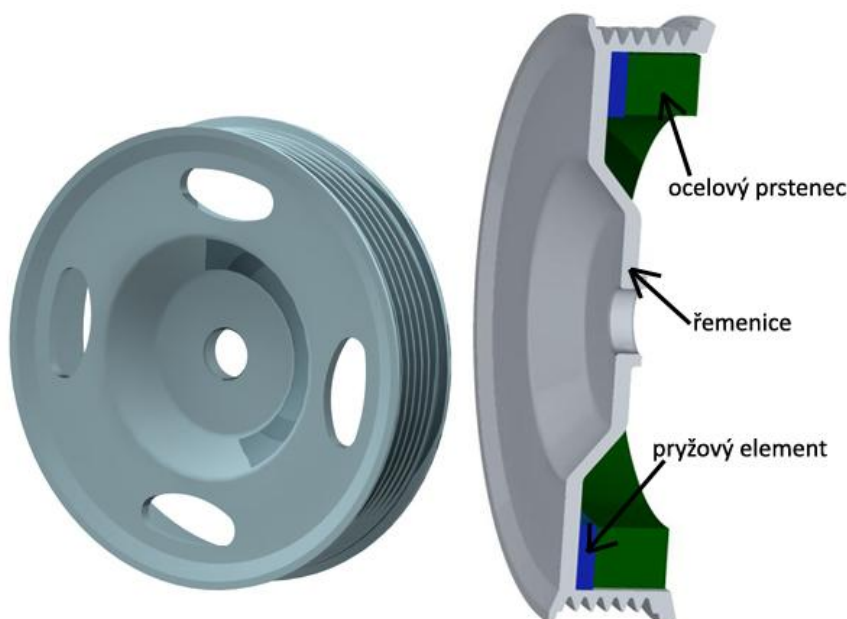
$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{\pi \cdot G' \cdot d_2^4 - 32 \cdot c_0 \cdot t_{pc}}{\pi \cdot G'}} [\text{m}] \quad (105)$$

Seismický člen musí mít daný moment setrvačnosti a musí jej být možno připojit k pryžovému elementu. Bude se rovněž jednat o prstenec určitých rozměrů. Volil jsem jeho vnitřní a vnější průměr, požadovaného momentu setrvačnosti bylo dosaženo použitím funkce optimalizace (Optimization/Feasibility) v softwarovém prostředí Creo Parametric 2.0. Geometrické rozměry pryžového elementu i seismického členu jsou uvedeny v Tab. 23. Hodnoty vnějšího a vnitřního průměru prstence byly voleny tak, aby docházelo vždy k přesahu pryžového členu.

Tab. 23 Rozměry a vlastnosti pryžového elementu a seismického členu

	Označení	Hodnota		Jednotka
Vnější průměr pryžového elementu	d_2	120,1		[mm]
Poměrná velikost tlumiče	μ_{tl}	0,2	0,25	[–]
Tloušťka pryžového elementu	t_{pc}	4		[mm]
Vnitřní průměr pryžového elementu	d_1	96,5	90,9	[mm]
Vnější průměr seismického členu	d_{2_op}	119	119	[mm]
Vnitřní průměr seismického členu	d_{1_op}	98	92	[mm]
Tloušťka seismického členu	t_{op}	15,79	16,64	[mm]

Pro mnou zvolené konstrukční uspořádání tlumiče bylo zapotřebí upravit řemenici, jednalo se o nevytváření odlehčovacích otvorů tak, aby bylo možno navulkanizovat pryžový člen na co největší styčnou plochu. Původní řemenice bez tlumiče a nová verze řemenice s tlumičem je vyobrazena v řezu na Obr. 60.



Obr. 60 Původní řemenice s odlehčovacími otvory (vlevo) a nová upravená řemenice s pryžovým tlumičem torzních kmitů (vpravo)

10.1.2 KONTROLA TLUMIČE NA SMYKOVÉ NAPĚTÍ V PRYŽOVÉM ELEMENTU

Při tomto výpočtu byly použity hodnoty získané až po výpočtu vynuceného torzního kmitání s tlumičem. Kontrola tedy proběhla až následně a k této kapitole byl výpočet přiřazen z důvodů zajištění kompaktnosti obsahu.



V pryžovém členu vzniká proměnné smykové napětí, je nutné ověřit, zda napětí nedosahuje nepřipustných hodnot. Střídavé napětí ve smyku pryžového členu této konfigurace se vypočte jako [17]:

$$\tau_{pc} = \frac{16 \cdot M_{ks_pc} \cdot d_{str_pc}}{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4)} \text{ [Pa]} \quad (106)$$

kde M_{ks_pc} je střídavý kroutící moment působící v pryžovém členu [N·m] a d_{str_pc} je střední průměr pryžového členu [m].

Střídavý kroutící moment se vypočte jako [17]:

$$M_{ks_pc} = a1_{tl_str} \cdot c_0 \cdot |max_\varphi| \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (107)$$

kde $a1_{tl_str}$ je průměrná poměrná amplituda prvního vlastního tvaru kmitání systému s torzním tlumičem a max_φ je maximální výchylka volného konce hřídele taktéž v systému s tlumičem.

Průměrná poměrná výchylka se vypočte jako [17]:

$$a1_{str} = \frac{\sum_1^{i_k} a1_{i_k}}{i_k} [-] \quad (108)$$

Střední průměr pryžového elementu se vypočte jako [17]:

$$d_{str_tl} = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ [m]} \quad (109)$$

Tab. 24 Kontrola pryžového elementu

	Označení	Hodnota		Jednotka
Poměrná velikost tlumiče	μ_{tl}	0,2	0,25	[–]
Střední průměr pryžového elementu	d_{str_tl}	108,3	105,5	[mm]
Průměrná poměrná amplituda prvního vlastního tvaru kmitání systému s torzním tlumičem	$a1_{str}$	0,1901	0,1902	[–]
Maximální výchylka volného konce hřídele v systému s tlumičem	max_φ	-1,043	-1,029	[°]
Střídavý kroutící moment působící v pryžovém členu	M_{ks_pc}	15,5	17,6	[N · m]
Střídavé napětí ve smyku pryžového členu	τ_{pc}	0,07	0,068	[MPa]
Dovolené střídavé napětí ve smyku pryžového členu	τ_{pc_dov}	0,294⁷		[MPa]

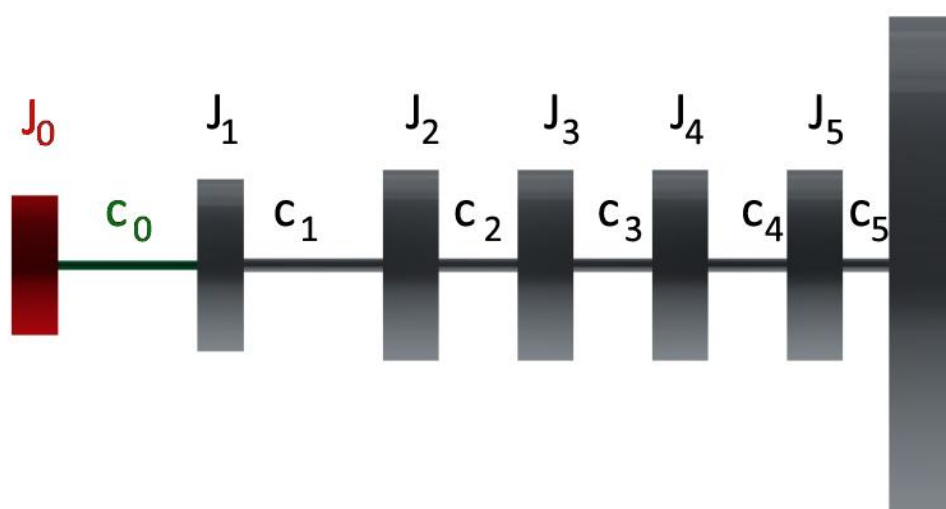
Navržený pryžový tlumič torzních kmitů tedy z hlediska smykových napětí v pryžovém členu vyhovuje.

⁷ Pro pryž o tvrdosti 45 až 60 °Shore (kam spadá i mnou použitá pryž) – $3\text{kg} \cdot \text{cm}^2$ (0,294MPa) [18].

11 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

11.1 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Vlastní torzní kmitání řetězce s tlumičem torzních kmitů se vypočítá principiálně naprosto stejně, jak je popsáno v Kap. 8.1.5, pouze s tím rozdílem, že v torzním řetězci přibude jeden člen – torzní tlumič (parametry J_0 a c_0). Matice hmotnosti a matice tuhosti se tedy rozšíří o jeden řádek a jeden sloupec. Schéma upravené náhradní soustavy je znázorněno na Obr. 61.



Obr. 61 Náhradní torzní soustava s tlumičem torzních kmitů

Oproti soustavě bez tlumiče torzních kmitů se změnily některé parametry, ty jsou, společně s parametry novými, uvedeny v Tab. 25. Nezměněné proměnné vstupující do matic jsou uvedeny v Tab. 12 a Tab. 15.

Tab. 25 Nové a změněné parametry náhradní soustavy pro výpočet torzních kmitů

	Označení	Hodnota		Jednotka
Moment setrvačnosti upravené řemenice (včetně připojených agregátů)	J_{1-tl}	0,0039468		$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Poměrná velikost tlumiče	μ_{tl}	0,2	0,25	$[-]$
Torzní tuhost pryžového elementu tlumiče torzních kmitů	c_0	4464,3	5142,8	$[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}]$
Moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů	J_0	0,0013190	0,0016491	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

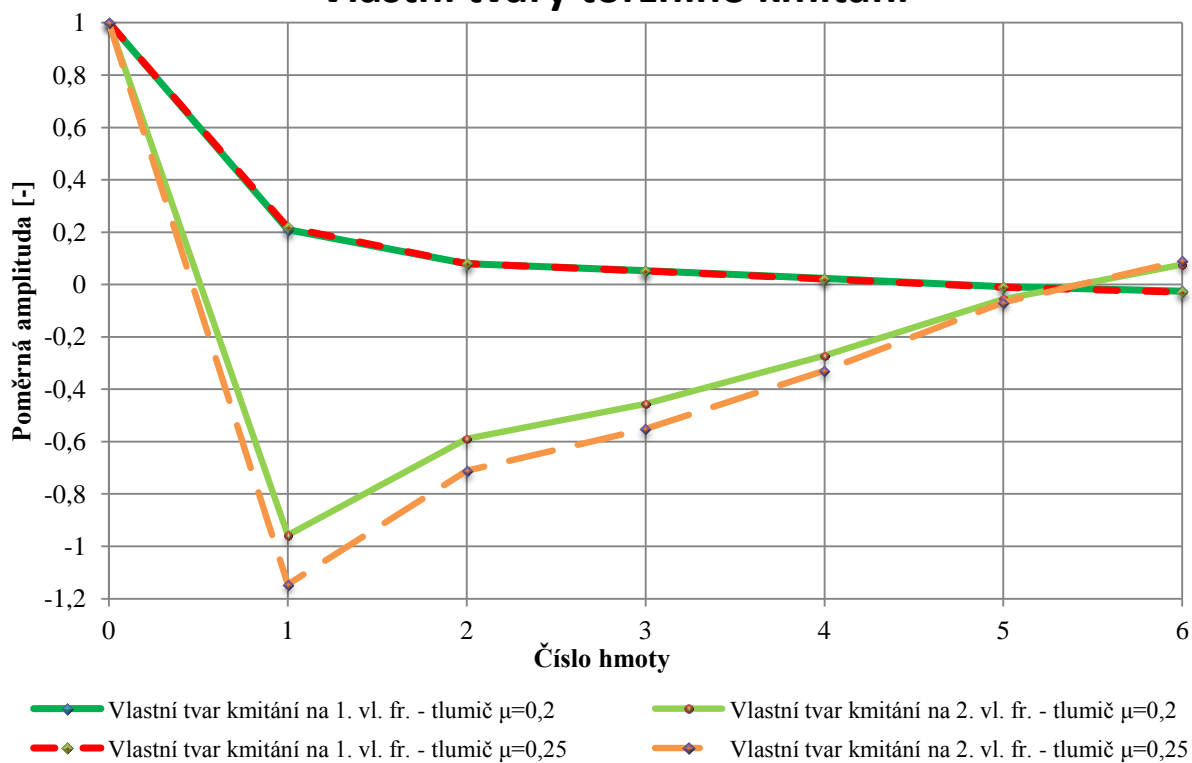
Vlastní torzní kmitání bylo opět vypočteno, pro obě poměrné velikosti tlumiče, analyticky i výpočtovým programem HOLZER. Analytické výsledky se shodují s výsledky výpočtového programu (Příloha 5). Výsledky jsou zobrazeny v Tab. 26 a grafu na Obr. 62.



Tab. 26 Hodnoty prvních dvou vlastních frekvencí torzní soustavy s tlumičem torzních kmitů a jejich poměrné amplitudy

	Označení	Hodnota		Jednotka
Poměrná velikost tlumiče	μ_{tl}	0,2	0,25	[-]
První vlastní frekvence soustavy s torzním tlumičem	N_{tl_1}	1636 / 15622	1562 / 14912	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}] / [\text{min}^{-1}]$
Poměrné amplitudy první vlastní frekvence pro soustavu s torzním tlumičem	$a_{1_{tl_1}}$	1	1	[-]
	$a_{1_{tl_2}}$	0,209	0,218	[-]
	$a_{1_{tl_3}}$	0,08	0,08	[-]
	$a_{1_{tl_4}}$	0,053	0,052	[-]
	$a_{1_{tl_5}}$	0,023	0,021	[-]
	$a_{1_{tl_6}}$	-0,0077	-0,01	[-]
	$a_{1_{tl_7}}$	-0,026	-0,029	[-]
Druhá vlastní frekvence soustavy s torzním tlumičem	N_{tl_2}	2574 / 24579	2587 / 24703	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}] / [\text{min}^{-1}]$
Poměrné amplitudy druhé vlastní frekvence pro soustavu s torzním tlumičem	$a_{2_{tl_1}}$	1	1	[-]
	$a_{2_{tl_2}}$	-0,957	-1,146	[-]
	$a_{2_{tl_3}}$	-0,59	-0,712	[-]
	$a_{2_{tl_4}}$	-0,456	-0,552	[-]
	$a_{2_{tl_5}}$	-0,271	-0,329	[-]
	$a_{2_{tl_6}}$	-0,056	-0,068	[-]
	$a_{2_{tl_7}}$	0,076	0,091	[-]

Vlastní tvary torzního kmitání



Obr. 62 Tvary kmitání na 1. a 2. vlastní frekvenci pro systém s tlumičem o poměrné velikosti 0,2 a 0,25



Na Obr. 62 jsou vykresleny vlastní tvary kmitání při první a druhé vlastní frekvenci pro obě poměrné velikosti tlumiče. Je patrné, že pro první vlastní frekvenci nedochází ke znatelným rozdílům. V případě tvaru kmitání na druhé vlastní frekvenci se zvětšuje zejména poměrná amplituda prvního členu (řemenice) a dále jsou znatelně zvětšeny poměrné amplitudy až po 5. člen (poslední zalomení). Poměrné amplitudy setrvačníku jsou prakticky stejné.

11.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Vynucené torzní kmitání klikové hřídele s tlumičem torzních kmitů se vypočítá principiálně také stejně – popsáno v Kap. 8.2.2, pouze s tím rozdílem, že v torzním řetězci přibude jeden člen – torzní tlumič.

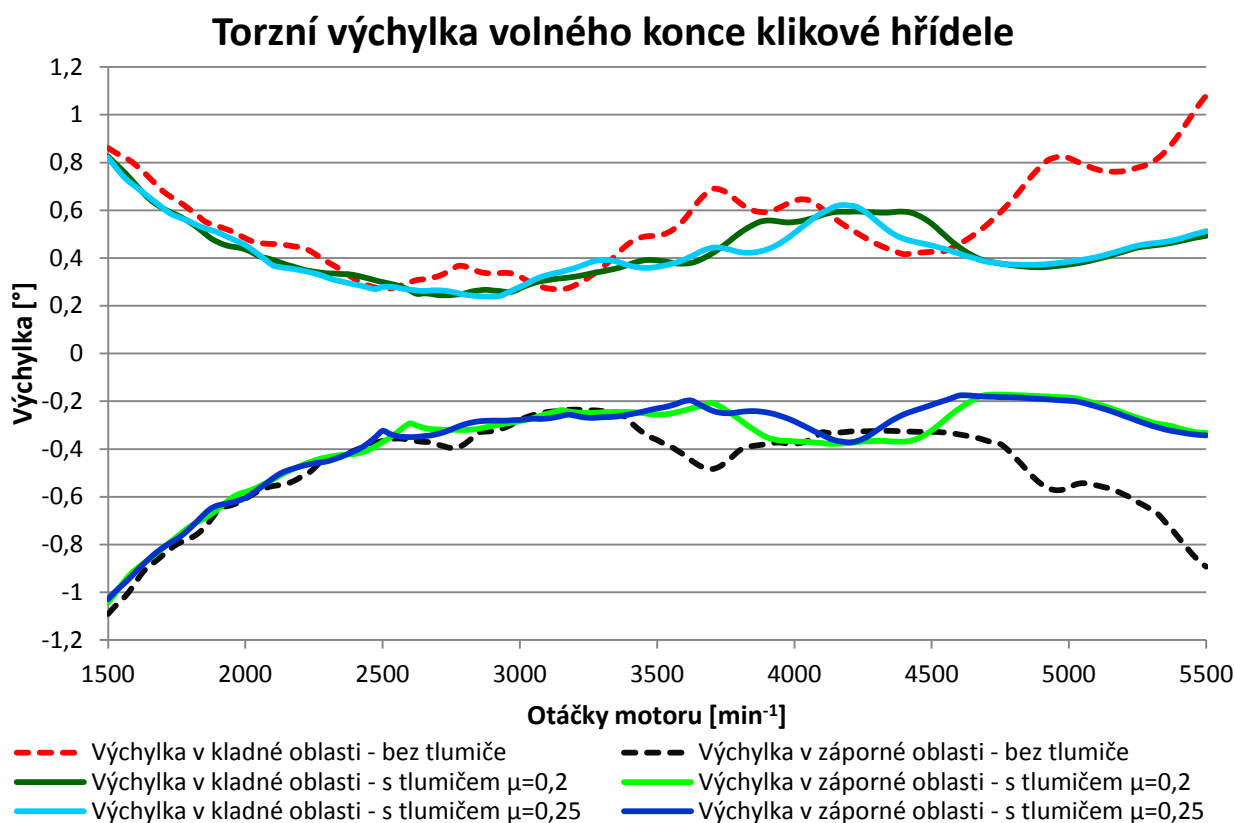
Tab. 27 Rezonanční otáčky pro první a druhou vlastní frekvenci kmitání klikové hřídele s tlumičem

Řád harmonické složky $\kappa [-]$	Rezonanční otáčky prvního vlastní kmitání s tlumičem $n_{\text{rez. 1 tl}} [\text{min}^{-1}]$		Rezonanční otáčky druhého vlastní kmitání s tlumičem $n_{\text{rez. 2 tl}} [\text{min}^{-1}]$	
	pro $\mu_{\text{tl}}=0,2 [-]$	pro $\mu_{\text{tl}}=0,25 [-]$	pro $\mu_{\text{tl}}=0,2 [-]$	pro $\mu_{\text{tl}}=0,25 [-]$
0,5	31245	29823	49158	49406
1	15622	14912	24579	24703
1,5	10415	9941	16386	16469
2	7811	7456	12289	12351
2,5	6249	5965	9832	9881
3	5207	4971	8193	8234
3,5	4464	4260	7023	7058
4	3906	3728	6145	6176
4,5	3472	3314	5462	5490
5	3124	2982	4916	4941
5,5	2840	2711	4469	4491
6	2604	2485	4096	4117
6,5	2403	2294	3781	3800
7	2232	2130	3511	3529
7,5	2083	1988	3277	3294
8	1953	1864	3072	3088
8,5	1838	1754	2892	2906
9	1736	1657	2731	2745
9,5	1644	1570	2587	2600
10	1562	1491	2458	2470
10,5	1488	1420	2341	2353
11	1420	1356	2234	2246
11,5	1358	1297	2137	2148
12	1302	1243	2048	2059

Oproti výsledkům kmitání bez torzního tlumiče (Kap 8.2.1), je patrné, že torzní tlumič způsobí zvýšené projevy druhé vlastní frekvence do provozní oblasti motoru. Některé řády první vlastní frekvence se naopak posunuly mimo běžně používanou provozní oblast motoru

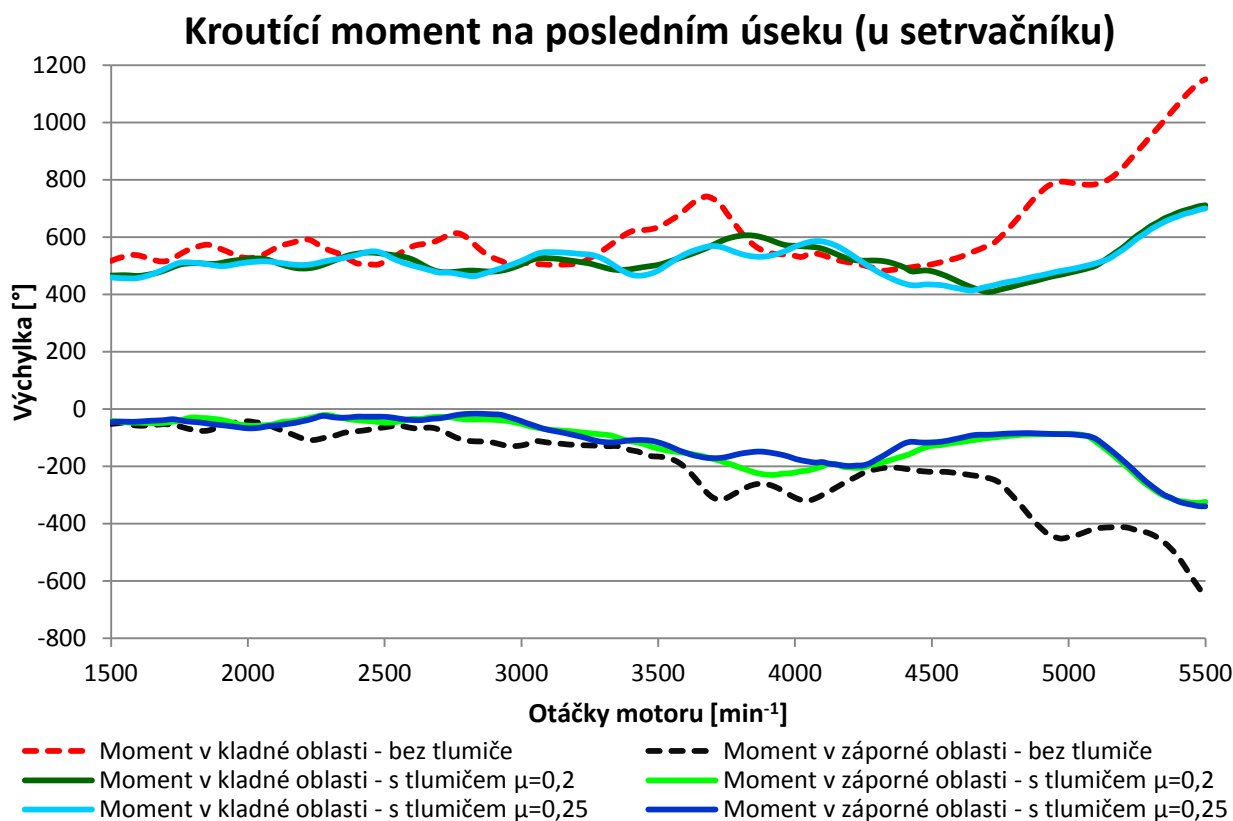


(10,5–12. řád), resp. mimo oblast, kde je podobný motor provozován pod zatížením. Vliv vyšší poměrné velikosti tlumiče spočívá ve snížení rezonančních otáček první vlastní frekvence a zvýšení druhé vlastní frekvence, bylo tak potvrzeno obecné tvrzení uvedené výše. Změny rezonančních otáček u druhé vlastní frekvence jsou z mého pohledu zanedbatelné, pohybují se okolo 0,5%. Změny u první vlastní frekvence jsou cca desetkrát vyšší. Závěrem tedy konstatuji, že z hlediska rezonančních otáček nemá daná změna poměrné velikosti tlumiče zásadní vliv.



Obr. 63 Srovnání torzních výchylek volného konce klikové hřídele pro soustavu bez tlumiče a s tlumiči o poměrných velikostech 0,2 a 0,25

Z výsledků na Obr. 63 je možno konstatovat, že do otáček cca 3000 min^{-1} , nelze změně poměrné velikosti tlumiče z 0,2 na 0,25 jednoznačně určit pozitivní či negativní dopad na torzní soustavu. Od 3000 do 3400 min^{-1} je z hlediska torzních výchylek mírně výhodnější tlumič s menší poměrnou velikostí. Následuje krátké pásmo, kde by byl lehce vhodnější tlumič větší. V relativně širokém pásmu (od 3600 min^{-1} do 4600 min^{-1}) se jeví jako výhodnější tlumič větší (s výjimkou těsného okolí 4100 min^{-1}). Pro zbytek řešených provozních otáček (tedy do 5500 min^{-1}) by bylo výhodnější použití tlumiče s menší poměrnou velikostí. **Z hlediska torzních výchylek volného konce klikové hřídele uvažuji, že bude výhodnější použít tlumič s $\mu = 0,25$.**



Obr. 64 Srovnání kroutících momentů na posledním úseku klikové hřídele pro soustavu bez tlumiče a s tlumiči o poměrných velikostech 0,2 a 0,25

Srovnání kroutících momentů na všech úsecích klikové hřídele, včetně srovnání řešených alternativ lze nalézt v Příloze 7a. Část výsledků – moment pro poslední úsek klikové hřídele je zobrazena na Obr. 64. Výhodnost použití jednotlivých tlumičů je shodná jako v diskuzi k průběhu torzních výchylek až do hranice cca 4100 min^{-1} , poté dochází ke změně – od 4100 min^{-1} do 4800 min^{-1} je vhodnější tlumič menší, následuje pásmo bez výrazných odlišností (výchylka je v kladné oblasti větší a v záporné menší či naopak). Nejvýraznějšího snížení kroutícího momentu je dosaženo při otáčkách blízkých otáčkám maximálního indikovaného kroutícího momentu motoru a dále do vyšších otáček, z tohoto důvodu **i z hlediska kroutícího momentu volím jako za výhodnější poměrnou velikost tlumiče 0,25.**

Tlumič torzních kmitů $\mu_{tl} = 0,25$ považuji za mírně výhodnější, což dokládá i fakt, že celkový součet všech výchylek i momentů přes celý rozsah otáček v kladné i záporné větvi je v absolutní hodnotě při $\mu_{tl} = 0,25$ vždy menší (cca o 2% jak dokládá Příloha 7a). **Na základě uvedených výsledků a průběžné diskuze výše volím poměrnou velikost tlumiče $\mu_{tl} = 0,25$.**

Byl také zkoumán podíl jednotlivých složek harmonické analýzy točivého momentu na točivém momentu složeném a ovlivnění jednotlivých složek torzním tlumičem. Vliv je jasně zřetelný z výsledků harmonické analýzy provedené pro poslední úsek klikové hřídele (Příloha 7b). Po srovnání příslušných grafů lze konstatovat, že nejvíce utlumeny jsou řady 4. a 6. (tedy dva hlavní řady, které se v soustavě bez tlumiče nacházely v provozní oblasti motoru). Dále je pak zřejmé, při srovnání výsledků pro oba řešené tlumiče, že při uvažované změně velikosti tlumiče dochází pouze k mírnému přeuspořádání podílu a polohy jednotlivých harmonických složek na výsledném momentu – bylo patrné i z malé odlišnosti průběhů na Obr. 64.



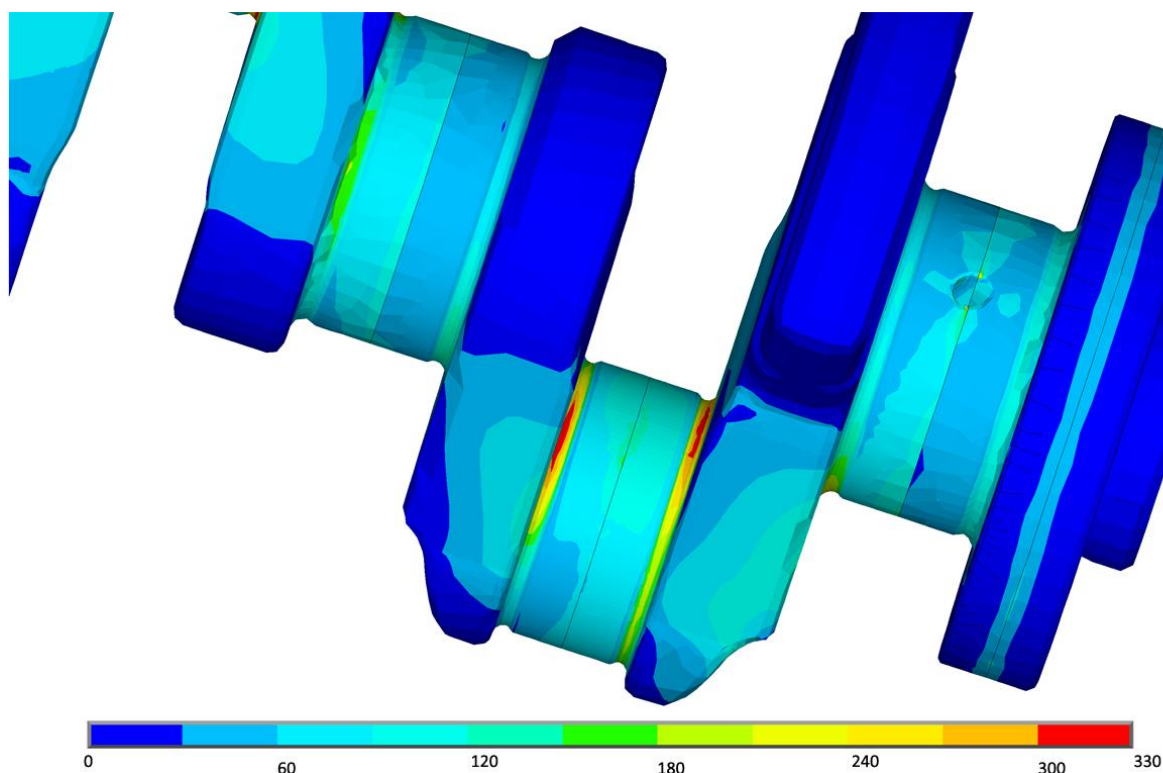
12 ANALÝZA NAPJATOSTI KLIKOVÉ HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Analýza napjatosti proběhla principiálně stejným způsobem (celý postup výpočtu se nachází v Příloze 2), jaký je popsán v Kap. 9, pouze s jinými zátěžnými hodnotami (viz. Tab. 28; veškeré hodnoty pak v Příloze 7). Zátěžné hodnoty byly uvažovány pro soustavu se zvoleným torzním tlumičem o poměrné velikosti $\mu_{tl} = 0,25$.

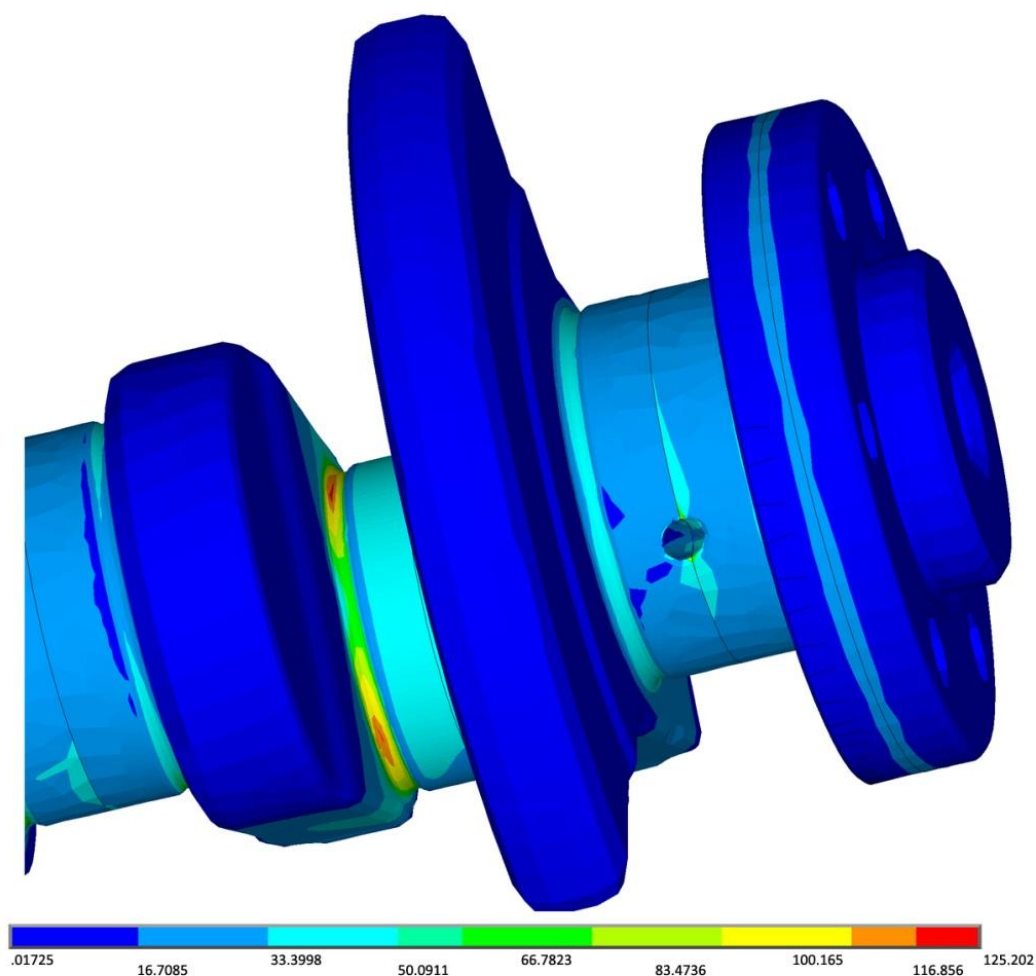
Tab. 28 Parametry zátěžných stavů – s tlumičem torzních kmitů

	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální krouticí moment v kladné oblasti	M_{kmax+}	709	[Nm]
Maximální síla v ose válce	F_{maxosa}	23300	[N]
Maximální krouticí moment v záporné oblasti	M_{kmin-}	-339	[Nm]

Níže, na Obr. 65 a Obr. 66 je vyobrazeno rozložení napjatosti v okolí nebezpečného místa pro první a druhý zátěžový stav. Rozložení napjatosti v celé klikové hřídeli a další obrazová dokumentace k výpočtu je uvedena v Příloze 6.



Obr. 65 Rozložení napjatosti v nebezpečném místě na klikové hřídeli s tlumičem torzních kmitů – první zátěžovací stav, stupnice v [MPa]



Obr. 66 Rozložení napjatosti v nebezpečném místě na klikové hřídeli s tlumičem torzních kmitů – druhý zatěžovací stav, stupnice v [MPa]

Hodnoty získané ze softwaru ANSYS a hodnoty mezivýpočtů jsou přehledně zobrazeny v Tab. 29. Diskuze výsledků se nachází pod tabulkou.

První hlavní napětí bylo pro oba zvolené uzly kladné, proto uvažují ekvivalentní maximální a minimální napětí rovné redukovanému Von Misesovu s kladným znaménkem.

Tab. 29 Hodnoty charakteristických veličin – pro výpočet s tlumičem torzních kmitů

	Označení	Hodnota	Jednotka
Von Misesovo napětí na povrchu pro 1. zatěžný stav	σ_{eX1a}	328	[MPa]
Von Misesovo napětí pro 1. zatěžný stav v bodě pod povrchem	σ_{eX2a}	57	[MPa]
Maximální napětí (stejný uzel jako pro 1. zatěžný stav) pro 2. zatěžný stav	σ_{eXb}	99	[MPa]
Vzdálenost uzlů, kterým přísluší napětí σ_{eX1a} a σ_{eX2a}	$\overline{XX_1}$	3,826	[mm]
Poměrný gradient	χ_R	0,216	[mm ⁻¹]



Korekční faktor	f_G	1,175	[–]
Poměr β / α	$\frac{\beta}{\alpha}$	1,034	[–]
Koeficient vlivu velikosti	η_σ	0,817	[–]
Koeficient vlivu přežití	v_σ	0,753	[–]
Amplituda efektivního napětí	σ_{ea}	114,5	[MPa]
Střední hodnota efektivního napětí	σ_{em}	213,5	[MPa]
Koeficient bezpečnosti základní	k	1,568	[–]
Koeficient bezpečnosti výsledný	$k_{výsl}$	2,038	[–]

Výsledný koeficient bezpečnosti klikové hřídele vůči únavovému poškození dosahuje hodnoty 2,04. Výsledek je platný při použití materiálových vlastností základního materiálu ČSN 15 230 (Tab. 10). Při použití stejné logiky, jako u hodnocení únavové životnosti klikové hřídele bez tlumiče torzních kmitů na řemenici, by bylo možno odkázat na odolnější či méně odolný materiál klikové hřídele.



ZÁVĚR

V dnešním světě jsou na spalovací motory v automobilové osobní i dopravní přepravě kladeny stále se zvětšující nároky. Nejedná se pouze o navyšování výkonových parametrů a jejich lepšímu rozložení v otáčkovém spektru, ale také v posledních letech obzvláště o snahu co největšího snížení spotřeby paliva a s tím související snížení produkce škodlivin. Za tímto účelem bylo konstruktéry spalovacích motorů vyvinuto značné úsilí, výsledkem byl velký pokrok v uvedené oblasti. Dnes tak používáme účinnější motory, které naše životní prostředí zatěžují méně. Existuje celá řada způsobů, jak zvýšení účinnosti dosáhnout – jedním z nich je i snižování mechanických ztrát. Dílčí částí těchto ztrát jsou ztráty třecí v kontaktní dvojici vložka válce – plášť pístu. Použití excentrického klikového mechanismu jednoznačně přináší v této oblasti výsledky. Hlavním cílem předkládané diplomové práce bylo prozkoumání vlivu excentricity na třecí ztráty mezi pístem a vložkou válce konkrétní válcové jednotky.

Výpočty v této práci prokazují, že nedochází k negativnímu ovlivnění výkonových parametrů motoru za současného zvýšení mechanické účinnosti. Domnívám se, že snižování třecích ztrát a zachování, či zvýšení, výkonových parametrů motorů je tou správnou cestou vývoje. Nedochází k omezení zážitků řidiče, který tak může naplno využít svého automobilu.

Pro řešení čtyřválcový motor dochází při použití excentrického klikového mechanismu s excentricitou 14 mm ke snížení průměrného třecího výkonu o cca 15% . Maximální úspora pak činí $0,26\text{ kW}$. Tyto hodnoty jsou vypočítány při předpokladu konstantního součinitele tření. Úspora by na první pohled mohla vypadat nepříliš velká, nicméně probíhá při každé (dvoj)otáčce klikové hřídele po celou dobu životnosti motoru.

Právě řešený čtyřválcový motor s pravidelnými rozestupy zážehů se jeví pro excentrický klikový mechanismus jako zvláště výhodný. V předkládané práci bylo zjištěno, že pro konfiguraci hřídele odpovídající danému motoru nedochází k ovlivnění vyvážení klikové hřídele ve srovnání s mechanismem centrickým. Na dané rozlišovací úrovni nevznikají žádné nežádoucí jevy. Jedinou pozorovanou změnou je tak změna momentu působícího na uložení motoru, kde vzniká klopný moment měnící průběhy sil působících na uložení, a který se u centrického mechanismu neobjevuje. Tento moment je však pouze jednou ze složek vytvářející výsledný moment v uložení, a tak nelze říci, že by se jednalo o negativní důsledek použití excentrického klikového mechanismu. Dochází rovněž k nepatrnému ovlivnění rovnoměrnosti chodu motoru a dá se předpokládat, že dojde k ovlivnění vibrací a akustického projevu motoru.

Zkoumání excentrického klikového mechanismu a jeho důsledků na celé klikové ústrojí mne velmi zaujalo, proto jsem nad rámec zadání práce také navrhnul pryžový tlumič torzních kmitů snižující torzní deformace klikové hřídele. Tlumič byl navržen ve dvou variantách poměrné velikosti. Po porovnání výsledků vynuceného torzního kmitání jsem zvolil variantu, která se jevila výhodnější a své rozhodnutí jsem zdůvodnil.

Po stanovení koeficientu bezpečnosti klikové hřídele vůči únavě jsem zjistil, že tlumič torzních kmitů zvyšuje bezpečnost o více jak 20% , což podtrhuje výhodnost použití tlumiče.

Snížením třecího výkonu, tedy vznikajícího tepla, by mohlo dojít k prodloužení životnosti povrchu pístu a vložky válce. Mohlo by se jednat o námět pro rozšíření v případné navazující práci. Bylo by zajímavé také vytvořit model klikového ústrojí v simulačním programu, např. FEV Virtual Engine, a prozkoumat vliv vyosení např. na zatížení hlavních ložisek.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Překvapení pod kapotou. První jízdy s tříválcem 1,0 ve Fordu Focus. VOKÁČ, Luděk. *Auto.idnes.cz* [online]. 2012 [cit. 2015-01-25]. Dostupné z: http://auto.idnes.cz/trivalec-ve-fordu-focus-prvni-jizdy-dbl-/auto_testy.aspx?c=A120226_110506_auto_testy_vok
- [2] MAREZ, Patrice, Smaïl MOKHTARI a Arnaud TELLIER. *NEW PSA PEUGEOT CITROEN EB TURBO PURETECH 1,2l GASOLINE ENGINE*. [online]. 2013 [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: http://www.psa-peugeot-citroen.com/sites/default/files/content_files/new-psa-peugeot-citroen-eb-turbo-puretech-gasoline-engine_en.pdf
- [3] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Kinematika centrického klikového mechanismu*. Brno, 2012, 19 s. [cit. 2014-11-29].
- [4] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Kinematika excentrického klikového mechanismu*. Brno, 2012, 12 s. [cit. 2014-12-5].
- [5] BMW AG. *N20 engine: Technical training, Product information* [online]. Mnichov, Německo, 2010 [cit. 2015-01-22]. 11/2010. Dostupné z: https://docs.google.com/file/d/0B_jE2-IDoVTfbVIGS2x1WHZTNHlsc0hLTURYOWxyZw/edit
- [6] NOVOTNÝ, P.; PÍŠTĚK, V.; DRÁPAL, L.; AMBRÓZ, R. *Modern computational approaches to powertrain mechanical loss solution*. Perner's Contacts. Vol.2010, (2010), No.4, pp.159-170, ISSN 1801-674X, University of Pardubice, Článek v časopise.
- [7] LIEBL, Herausgegeben von Johannes. *Internationaler Motorenkongress 2014 Antriebstechnik im Fahrzeug*. Aufl. 2014. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. ISBN 9783658050160.
- [8] Moteur EB. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-02-25]. Dostupné z: http://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_EB
- [9] BMW N20. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-02-27]. Dostupné z: [9] http://en.wikipedia.org/wiki/BMW_N20
- [10] ERNST, R., FRIEDFELDT R., LAMB S., LLOYD-THOMAS, D., PHILIPS, P., RUSSEL, R., ZENNER, T.: *The New 3 Cylinder 1.0L Gasoline Direct Injection Turbo Engine from Ford*, In: 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2011, Ford Motor Company, Germany, str. 53-72, 2011, [cit. 2015-04-14] Dostupné z: <http://wenku.baidu.com/view/c3a4962d52ea551810a687db.html>
- [11] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Zatížení částí klikového ústrojí*. Brno, 2012, 13 s. [cit. 2015-01-13].
- [12] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983, 483 s. 483 s.
- [13] MAASS, H. a H. KLIER. *Kräfte, momente und deren ausgleich in der verbrennungskraftmaschine*. S.l.: Springer, 2013. ISBN 978-370-9186-466.



- [14] RICHTER, Antonín. *Konstrukce spalovacích motorů I. díl. Klikový mechanismus*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1961, 401 s.
- [15] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Vyvažování řadových motorů - čtyřválec*. Brno, 2012, 35 s. [cit. 2014-12-5].
- [16] BMW a PSA Peugeot Citroën představili nový přeplňovaný čtyřválec 1,6 l. *Auto.cz* [online]. [2011] [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/bmw-a-psa-peugeot-citron-predstavili-novy-preplnovany-ctyrvalec-1-6-l-16367>
- [17] KOLEKTIV VÚNM A ČKD,. *Naftové motory čtyřdobé I.díl*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962, 541 s.
- [18] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II: Kroutové kmity zalomených hřídelů, Ústrojí s krouživým pístem*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1972, 195 s.
- [19] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Pevnost a životnost*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1993, 205 s.
- [20] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II: Únava*. Brno, 57 s. [cit. 2015-05-13].
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II: Klikový mechanismus – Dynamika klikového mechanismu*. Brno, 72 s. [cit. 2015-04-13].
- [23] Tout sur le nouveau 4 cylindres 2.0l turbo: le moteur N20. *BMW, TontonGreg vous explique tout..* [online]. 2012 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.tontongreg.fr/le-moteur-n20/#.VWN8FE-qpBd>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pístu centrického klikového mechanismu
\mathbf{a}	-	vektor amplitud
\mathbf{A}	-	čtvercová matice
a_{1j}	$[-]$	j -tá poměrná amplituda první vlastní frekvence
$a_{1tl,j}$	$[-]$	j -tá poměrná amplituda první vlastní frekvence soustavy s tlumičem
a_{1tlstr}	$[-]$	průměrná poměrná amplituda prvního vlastního tvaru kmitání systému s torzním tlumičem
a_{2j}	$[-]$	j -tá poměrná amplituda druhé vlastní frekvence
$a_{2tl,j}$	$[-]$	j -tá poměrná amplituda druhé vlastní frekvence soustavy s tlumičem
$a_{DÚ}$	$[^\circ]$	poloha dolní úvrati
a_e	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pístu excentrického klikového mechanismu
a_{hpmax}	$[mm]$	maximální možná vzdálenost nejzazší hrany vývažku od osy klikové hřídele
a_j	$[-]$	poměrné amplitudy (obecně)
a_{oj}	$[m]$	vzdálenost středu horního oka ojnice od těžiště
a_v	$[m]$	rozteč válců
a_{vyv}	$[m]$	vodorovná vzdálenost těžišť vývažků na klikovém hřídeli
b_{oj}	$[m]$	vzdálenost středu dolního oka ojnice od těžiště
B_r	$[mm]$	efektivní šířka ramene kliky
c	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzní tuhost příslušného úseku klikové hřídele
\mathbf{C}	-	matice torzní tuhosti
c	$[mm]$	ložisková vůle
c_0	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	volená podladěná tuhost tlumiče
c_1	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzní tuhost strany řemenice
c_2, c_3, c_4	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzní tuhost jednoho zalomení
c_5	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzní tuhost strany setrvačníku
$c_{s-}^{\lambda \neq 0}$	$[m \cdot s^{-1}]$	střední pístová rychlost v záporné větvi pro excentrický klikový mechanismus
$c_{s,vysl}^{\lambda=0}$	$[m \cdot s^{-1}]$	výsledná střední pístová rychlost pro centrický klikový mechanismus
$c_{s,vysl}^{\lambda \neq 0}$	$[m \cdot s^{-1}]$	výsledná střední pístová rychlost pro excentrický klikový mechanismus
$c_{s+}^{\lambda \neq 0}$	$[m \cdot s^{-1}]$	střední pístová rychlost v kladné větvi pro excentrický klikový mechanismus
c_{tl}	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	návrhová tuhost tlumiče
c_{tl_g}	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	tuhost tlumiče dle tvaru (geometrie)



D	[mm]	vrtání
d_1	[mm]	vnitřní průměr pryžového elementu
d_{1_op}	[mm]	vnitřní průměr seismického členu
d_2	[mm]	vnější průměr pryžového elementu
d_{2_op}	[mm]	vnější průměr seismického členu
D_{HC}	[mm]	průměr hlavního čepu
D_{hri_rem}	[mm]	vnější průměr úseku hřídele pro řemenici
d_{hri_rem}	[mm]	průměr otvoru v úseku hřídele pro řemenici
D_{OC}	[mm]	průměr ojnicního čepu
D_{roz_set}	[mm]	průměr roztečné kružnice otvorů v přírubě setrvačníku
d_{str_pc}	[mm]	střední průměr pryžového elementu
d_{vv}	[mm]	dosazovaný průměr vlivu velikosti
d_{vzorek}	[mm]	průměr zkušebního vzorku
e	[mm]	excentricita
f_G	[-]	korekční součinitel
$F_{max_osaválc}$	[N]	maximální síla v ose válce
F_n	[N]	výsledná normálová (boční) síla na píst
F_{norm}	[N]	přítlačná síla kontaktní dvojice působící kolmo na směr pohybu
F_o	[N]	výsledná síla přenášená ojnici
F_p	[N]	výsledná síla působící v ose válce
F_r	[N]	radiální složka výsledné síly působící v ojnici
F_{ro}	[N]	setrvačná síla rotujících částí ojnice
F_{sI}	[N]	výslednice setrvačných sil posuvných částí I. řádu
F_{sI_cos}	[N]	kosinová složka setrvačné síly posuvných částí I. řádu
F_{sI_sin}	[N]	sinová složka setrvačné síly posuvných částí I. řádu
F_{sI}^i	[N]	setrvačná síla posuvných částí I. řádu příslušící <i>i-tému</i> zalomení
$F_{sII,výsl}$	[N]	výslednice setrvačných sil posuvných částí II. řádu
F_{sII}^i	[N]	setrvačná síla posuvných částí II. řádu příslušící <i>i-tému</i> zalomení
F_{src}^i	[N]	setrvačná síla rotujících částí vztahujících se k <i>i-tému</i> zalomení
F_t	[N]	tangenciální (tečná) složka výsledné síly působící v ojnici
F_{vpII}	[N]	celková síla od vývažku jedné vyvažovací hřídele (setrvačné síly posuvných hmot II. řádu)
$F_{vpII\eta}$	[N]	síla od vývažku jedné vyvažovací hřídele v rovině η



$F_{vpII\xi}$	[N]	síla od vývažku jedné vyvažovací hřídele v rovině ξ
F_{vr}^i	[N]	setrvačná síla vývažků rotujících částí vztahujících se k <i>i-tému</i> zalomení
G'	[MPa]	dynamický modul pružnosti pryže ve smyku
G_{oc}	[GPa]	modul pružnosti ocele ve smyku
H_{pres}	[mm]	výškové přesazení protiběžných vyvažovacích hřídelí
$H_{pryž}$	[° Shore]	tvrdost pryže
I	-	jednotková matice
i_k	[-]	počet hmotných kotoučů náhradní torzní soustavy
i_v	[-]	počet válců
J_0	[kg·m ²]	moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů
J_{l_tl}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti upravené řemenice včetně připojených agregátů
J_{agr}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti agregátů připojených na řemenici (redukovaný)
J_{ef}	[kg·m ²]	efektivní moment setrvačnosti
J_{hridel_rem}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti části hřídele od prvního zalomení po volný konec hřídele
J_{hridel_set}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti části hřídele od posledního zalomení po přírubu setrvačníku
J_i	[kg·m ²]	momenty setrvačnosti <i>i-tého</i> hmotného kotouče náhradní torzní soustavy
J_{p_red}	[mm ²]	polární kvadratický moment redukované hřídele
J_{red_oj}	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti rotujících hmot k ose klikové hřídele
J_{red_pc}	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot k ose klikové hřídele
J_{rem}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti řemenice
J_{rem_celk}	[kg·m ²]	celkový moment setrvačnosti na straně řemenice
J_s	[kg·m ²]	moment setrvačnosti setrvačníku se spojkou
J_{set}	[kg·m ²]	celkový moment setrvačnosti na straně setrvačníku
J_{tl}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti ocelového prstence tlumiče
J_{zal}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti zalomení k ose klikové hřídele
J_{zal_celk}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti pro jedno zalomení
J_{zal_rot}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti rotujících částí příslušící jednomu zalomení
K	-	matice tlumení
k_{HL}	[N·mm ⁻¹]	tuhost náhrady uložení hlavního ložiska
k_u	[-]	základní koeficient bezpečnosti klikové hřídele vůči únavě
$k_{u_výsl}$	[-]	výsledný koeficient bezpečnosti klikové hřídele vůči únavě



l	[mm]	délka ojnice
l_{HC}	[mm]	délka hlavního čepu
l_{HCzr}	[mm]	zbytková délka hlavního čepu na straně řemenice
l_{hri_rem}	[mm]	délka úseku hřídele pro řemenici
l_{OC}	[mm]	délka ojničního čepu
l_{red}	[mm]	redukovaná délka příslušného úseku hřídele
l_{red_hr}	[mm]	redukovaná délka části hřídele pro uložení náboje řemenice
l_{red_rem}	[mm]	redukovaná délka úseku hřídele u řemenice
l_{red_set}	[mm]	redukovaná délka úseku hřídele u setrvačnicku
l_{red_zal}	[mm]	redukovaná délka zalomení
M	-	matice hmotnosti
M_{ζ}	[N·m]	klopný moment okamžité výslednice $F_{sII,vysl}$ vznikající kvůli vyosení
m_0	[kg]	celková hmotnost ojnice (včetně ojničních šroubů)
m_1	[kg]	hmotnost ojnice přiřazená posuvným částem
m_2	[kg]	hmotnost ojnice přiřazená rotujícím částem (včetně lož. pánví)
max_{φ}	[-]	maximální výchylka volné konce hřídele v systému s tlumičem
M_k	[N·m]	kroučící moment zkrucující příslušnou část klikové hřídele
M_{kmax+}	[N·m]	maximální kroučící moment v kladné oblasti
M_{kmin-}	[N·m]	maximální kroučící moment v záporné oblasti
M_{ks_pc}	[N·m]	střídavý kroučící moment působící v pryžovém členu
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí klikového mechanismu
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny (píst, pístní kroužky, pístní čep, pojistné kroužky)
m_r	[kg]	hmotnost rotujících částí klikového mechanismu
M_{r12}	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících částí mezi 1. a 2. zalomením
M_{r34}	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících částí mezi 3. a 4. zalomením
M_{rA}^i	[N·m]	i -té momenty setrvačných sil rotujících částí k bodu A
m_{red}^{zal}	[kg]	hmotnost zalomení redukovaná na poloměr kliky
M_{sIIT}^i	[N·m]	i -té momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu k bodu T
M_{sIT}^i	[N·m]	i -té momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu k bodu T
M_t	[N·m]	točivý moment motoru
m_{vpII}	[kg]	hmotnost jednoho vývažku (setrvačné síly posuvných hmot II. řádu)
m_{vr}	[kg]	hmotnost jednoho vývažku (setr. s. rotujících hmot)



m_{zal}	[kg]	skutečná hmotnost jednoho zalomení
n	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru
N_i	$[\text{s}^{-1}]$	<i>i-tá</i> frekvence vlastního torzního kmitání
n_{rez_i}	$[\text{min}^{-1}]$	rezonanční otáčky na <i>i-té</i> frekvenci vlastního torzního kmitání
$n_{rez_{tl_i}}$	$[\text{min}^{-1}]$	rezonanční otáčky na <i>i-té</i> frekvenci vlastního torzního kmitání soustavy s tlumičem
N_{tl_i}	$[\text{s}^{-1}]$	<i>i-tá</i> frekvence vlastního torzního kmitání soustavy s tlumičem
p_0	[Pa]	atmosférický tlak
P_p	[N]	síla od tlaků plynů působící na píst
p_p	[Pa]	absolutní tlak nad pístem ve spalovacím prostoru
P_{zt}	[W]	obecný ztrátový třecí výkon
$P_{zt_{14\text{mm}}}$	[W]	výkon v kontaktu pístu s vložkou válce pro excentricitu 14 mm
$P_{zt_{ckm}}$	[W]	ztrátový třecí výkon v kontaktu pístu s vložkou válce pro centr. k. m.
$P_{zt_{min}}$	[W]	minimální třecí výkon v kontaktu pístu s vložkou válce pro exc. k. m.
$Q(t)$	-	vektor budící funkce, která je proměnná v čase
\dot{q}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	sloupcový vektor rychlostí
\ddot{q}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	sloupcový vektor zrychlení
q	[m]	sloupcový vektor posuvů
r	[mm]	poloměr kliky
R_e	[MPa]	mez kluzu
r_{kECM}	[mm]	poloměr kliky excentrického klikového mechanismu pro původní zdvih
R_m	[MPa]	mez pevnosti
r_{Tzal}	[mm]	vzdálenost těžiště vlastního zalomení od osy otáčení klikové hřídele
r_{vpII}	[mm]	vzdálenost těžiště vývažku od osy klikové hřídele (setrvačné síly posuvných hmot II. řádu)
r_{vr}	[m]	vzdálenost těžiště vývažku od osy klikové hřídele (setr. s. rotujících hmot)
s	[m]	dráha pístu centrického klikového mechanismu
s_e	[m]	dráha pístu excentrického klikového mechanismu
s_I	[m]	I. harmonická složka dráhy pístu centrického klikového mechanismu
s_{II}	[m]	II. harmonická složka dráhy pístu centrického klikového mechanismu
S_p	[N]	setrvačná síla posuvných částí klikového mechanismu
S_{pistu}	$[\text{m}^2]$	plocha dna pístu
t	[s]	časový úsek – doba setrvání na příslušných otáčkách



t_{op}	[mm]	tloušťka seismického členu
t_{pc}	[mm]	tloušťka pryžového elementu
t_{pri_set}	[mm]	tloušťka příruby setrvačnicku
T_{prov_tl}	[°C]	předpokládaná provozní teplota tlumiče
t_r	[mm]	efektivní tloušťka ramene kliky
v	[m·s ⁻¹]	rychlost pístu centrického klikového mechanismu
v_e	[m·s ⁻¹]	rychlost pístu excentrického klikového mechanismu
v_{posuv}	[m·s ⁻¹]	relativní rychlost posuvu kontaktní dvojice
w_{opt}	[-]	optimální ladění tlumiče
W_{tPLC_celk}	[J]	práce tření vykonaná v kontaktu pístu s vložkou válce pro rozsah otáček
W_{tPLC_n}	[J]	práce tření vykonaná v kontaktu pístu s vložkou válce pro otáčky motoru n
x	[m]	vzdálenost působíště síly od vztažného bodu, ke kterému je počítán moment
\mathbf{x}	-	vlastní vektor
x_0	[-]	amplituda na řemenici
x_j	[-]	velikost amplitudy hmoty j dále od řemenice
xx_1	[mm]	vzdálenost uzlů, kterým přísluší napětí σ_{eX1a} a σ_{eX2a}
Z	[mm]	zdvih
Z_{CKM}	[m]	zdvih pístu centrického klikového mechanismu
$Z_{DÚ}$	[m]	zdvih v dolní úvrati
Z_{EKM}	[m]	zdvih pístu excentrického klikového mechanismu
$Z_{HÚ}$	[m]	zdvih v horní úvrati
α	[°]	úhel natočení klikové hřídele
$\alpha_{DÚe=14mm}$	[°]	poloha dolní úvratě pro excentricitu 14 mm
$\alpha_{HÚ}$	[°]	poloha horní úvrati
β	[°]	úhel odklonu ojnice
β / α	[-]	poměr vlivu koncentrace napětí
ΔP_{zt_14mm}	[W]	rozdíl výkonu P_{zt_ckm} a P_{zt_14mm}
η_σ	[-]	koeficient vlivu velikosti
κ	[-]	řád harmonické složky
κ_h	[-]	hlavní řády harmonických složek
λ	[-]	klikový poměr
λ_e	[-]	excentrický klikový poměr



λ_{vc}	-	vlastní číslo
μ	[-]	koefficient tření
μ_{tl}	[-]	poměrná velikost tlumiče
ν_{σ}	[-]	koefficient vlivu přežití
σ_{cOHYB}	[MPa]	mez únavy pro ohyb při střídavém symetrickém cyklu
σ_{cTAH}	[MPa]	mez únavy pro tah/tlak při střídavém symetrickém cyklu
σ_{ea}	[MPa]	amplituda efektivního napětí
σ_{em}	[MPa]	střední hodnota efektivního napětí
σ_{eX1a}	[MPa]	von Misesovo napětí na povrchu pro 1. zátěžný stav
σ_{eX2a}	[MPa]	von Misesovo napětí pod povrchem pro 1. zátěžný stav
σ_{eXb}	[MPa]	maximální napětí pro 2. zátěžný stav
τ_{pc}	[MPa]	střídavé napětí ve smyku pryžového členu
τ_{pc_dov}	[MPa]	dovolené střídavé napětí ve smyku pryžového členu
φ	[rad]	úhel zkroucení příslušné části klikové hřídele
χ_R	[mm ⁻¹]	poměrný gradient napětí
Ψ	[-]	koefficient vyjadřující vliv přechodu z průměru
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikové hřídele
Ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová frekvence
Ω_{tl}	[rad·s ⁻¹]	vlastní frekvence tlumiče
δ	[°]	úhel mezi zalomeními klikové hřídele



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 – Výpočty kinematických veličin a silových poměrů klikového ústrojí (MATLAB)
- Příloha 2 – Výpočty vyvážení, torzního kmitání, tlumiče torzních kmitů a bezpečnosti klikové hřídele vůči únavě (Mathcad)
- Příloha 3 – Tabulka k volbě excentricity
- Příloha 4 – Výsledky modální analýzy volného netlumeného kmitání – ANSYS APDL
- Příloha 5 – Výsledky vlastního torzního kmitání HOLZER
- Příloha 6 – Obrazové přílohy – Schéma mazání kluzných ložisek, rozložení napjatosti
- Příloha 7a – Vynucené torzní kmitání – průběh výchylky na 1. úseku; průběh momentů na všech úsecích
- Příloha 7b – Harmonická analýza točivého momentu pro úsek klikové hřídele u setrvačníku
- Příloha 8 – Elektronické přílohy